



Universidad
Politécnica
de Cartagena



industriales
etsii UPCT

Estudio experimental del comportamiento termohidráulico en tubos de colectores solares planos con elementos insertados

Titulación: Ingeniería Industrial

Alumna: Carmen Lucía Alonso Pérez

Directores: Juan Pedro Solano Fernández
Alejandro Huertas Martínez

Cartagena, 18 de Diciembre de 2013

Índice general

Índice de Figuras.	iv
Índice de Tablas	X
Lista de Símbolos	XII
1 Introducción al proyecto	1
1.1 Interés y justificación del proyecto	1
1.2 Antecedentes	2
1.3 Objetivos del proyecto	3
2 Fundamentos teórico-experimentales	4
2.1 Colectores solares	4
2.1.1 Colector solar plano	4
2.1.2 Componentes de un colector solar plano	4
2.1.3 Aspectos importantes a considerar en un colector solar.....	7
2.1.4 Modelo matemático de un colector solar plano.....	10
2.2 Convección forzada en tubos y conductos.....	18
2.2.1 Introducción a la convección forzada y factores de estudio.....	18
2.2.2 Análisis de convección forzada en flujo laminar	22
2.2.3 Análisis de convección forzada en flujo turbulento	26
2.2.4 Convección forzada mejorada.....	28
2.3 Convección mixta	30
2.3.1 Efectos de flotación	30
2.3.2 Descripción matemática.....	31
2.3.3 Convección mixta en la práctica.....	33
2.4 Transferencia de calor mejorada en colectores solares	35
2.4.1 Introducción	35
2.4.2 Técnicas de mejora de transferencia de calor	35
3 Procedimiento experimental	38
3.1 Descripción de los elementos de la instalación	38
3.1.1 Instalación Hidráulica	39

II Índice general

3.1.2	Calentamiento.....	50
3.1.3	Instrumentación	53
3.1.4	Adquisición de datos	60
3.2	Protocolo de ensayo.....	63
3.2.1	Selección del modo de funcionamiento de la bomba.....	63
3.2.2	Puesta a punto para la toma de datos	64
3.2.3	Establecimiento de la potencia y el caudal mediante la aplicación Web del Agilent (IP).....	64
3.2.4	Tiempo de estabilización térmica	69
3.2.5	Establecer una consigna para el PID en la temperatura de entrada a los colectores (EZzone)	75
3.2.6	Conexión automática de la enfriadora a través de “Denkovi Relay Manager” ...	79
3.2.7	Presurizado, despresurizado y purgado del circuito	81
3.2.8	Procedimiento de cambio de fluido (limpieza del circuito interior)	82
3.2.9	PROTOCOLO DE ENSAYO (Resumen)	82
4	Ensayos de transferencia de calor	83
4.1	Cálculo de la incertidumbre del número de Nusselt debida a los instrumentos de medida.....	83
4.2	Estudio de la transferencia de calor a lo largo del tubo.....	86
4.2.1	Potencia de la manta 400W/m ²	86
4.2.2	Potencia de la manta 800W/m ²	93
4.2.3	Resultados del cálculo de la incertidumbre del número de Nusselt.....	100
4.3	Estudio de la transferencia de calor en la sección plenamente desarrollada.....	104
4.3.1	Estudio de la sección plenamente desarrollada con tubo liso	105
4.3.2	Estudio de la sección plenamente desarrollada con muelles insertados en los tubos	114
5	Conclusiones del proyecto	124
5.1	Conclusiones finales	124
5.2	Futuras líneas de trabajo.....	126
Anexos	127
A	Hojas de datos de los elementos de la instalación.....	128
A.1	Instalación hidráulica	128
A.1.1	Intercambiador de calor	128
A.1.2	Depósito	129
A.1.3	Máquina frigorífica	130

A.1.4	Bomba	134
A.1.5	Válvulas automáticas.....	135
A.1.6	Armaflex	138
A.2	Calentamiento	139
A.2.1	Mantas térmicas.....	139
A.2.2	Autotransformador	141
A.3	Instrumentación	142
A.3.1	Caudalímetro de efecto Coriolis.....	142
A.3.2	Variador de frecuencia	146
A.3.3	Termopares	148
A.3.4	Sondas de inmersión PT-100.....	149
A.3.5	Caudalímetro de turbina	151
A.3.6	Válvulas de microrregulación	152
A.3.7	PID	155
A.4	Adquisición de datos	157
A.4.1	Agilent	157
A.4.2	Transductor de intensidad	164
A.4.3	Tarjeta de relés.....	167
B	Canales de Benchlink Data Logger. Posición de los termopares dentro de los módulos.	168
C	Estudio de la sección plenamente desarrollada	171
C.1	Estudio de la sección plenamente desarrollada con tubo liso	171
C.1.1	Estudio de la manta.....	171
C.1.2	Estudio del fluido.....	177
C.2	Estudio de la sección plenamente desarrollada con muelles insertados	183
C.2.1	Estudio de la manta.....	183
C.2.2	Estudio del fluido.....	189
	Bibliografía.....	195

Índice de Figuras

Figura 1: Componentes de un colector solar plano	4
Figura 2: Áreas características de un colector solar plano.....	7
Figura 3: Conexión entre colectores en serie.....	8
Figura 4: Conexión entre colectores en paralelo	8
Figura 5: Orientación e inclinación de un colector según la época del año.....	9
Figura 6: Alimentación invertida para el equilibrio hidráulico en colectores solares planos	9
Figura 7: Esquema de un colector solar plano. Duffie and Beckman (1974)	12
Figura 8: Distribución de las temperaturas en un absorbedor plano. Duffie and Beckman (1974)	12
Figura 9: Esquema de pérdidas de calor en un colector solar. Agbo y Okoroigwe (2007)	13
Figura 10: Geometría del tubo y de la aleta de un absorbedor. De Eisenman (2004).....	14
Figura 11: Estructua del flujo para un fluido en flujo turbulento en un tubo. De [20].	19
Figura 12: Distribución de velocidades, perfil de temperaturas y variación del coeficiente de transferencia de calor cerca de la entrada de un tubo en el que se enfría aire, en régimen laminar, con T_s uniforme. De [20]......	21
Figura 13: Distribución de velocidad y variación del coeficiente de transferencia de calor cerca de la entrada de un tubo con calor uniforme, para un fluido en flujo turbulento. De [20].	21
Figura 14: Balance de fuerzas en un elemento fluido dentro de un tubo de radio r_s . De [20]. ..	22
Figura 15: Variación de T_b con flujo de calor uniforme (a) y con T_s constante (b). De [20].....	24
Figura 16: Volumen de control para el análisis energético en flujo de un tubo. De [20]	24
Figura 17: Perfiles de flujo en convección mixta: recirculaciones simétricas en una sección transversal; y trayectoria en espiral a lo largo del tubo.....	30
Figura 18: Convección forzada, natural y mixta para flujo en tubos horizontales (a) y verticales (b). De [20]	34
Figura 19: Tubos con rugosidad artificial. De [9].	36
Figura 20: Dispositivos insertados para tubo liso: superficie extendida, lámina en espiral, mallado de alambre y muelles en espiral. De [9].....	37
Figura 21: Esquema de la instalación de ensayo donde (1)Máquina frigorífica (2)intercambiador (3)bomba (4)válvula automática (5)caudalímetro de Coriolis (6)Sonda de temp. ambiente (7)Sonda de inmersión PT100 (8) y (9) sonda temperatura ambiente (10)caudalímetro (11)válvulas microrregulación (12)manómetro (13) autotransformador.....	38
Figura 22: Intercambiador de calor de placas 2C2 CIPRIANI.....	40
Figura 23: Esquema intercambiador de calor de placas que indica la dirección del flujo caliente y frío	40
Figura 24: Depósito TRE-30C SUPRA de EDESA.....	41
Figura 25: Máquina frigorífica HRS050-W de SMC	42
Figura 26: Bomba TPE de Grundfos.....	42

Figura 27: Válvula automática AVM105SF132 de SAUTER	43
Figura 28: Captador solar de ensayo térmicamente aislado	44
Figura 29: Disposición del armaflex a lo largo del captador	45
Figura 30: Detalle de la disposición de las luetermas y el armaflex	45
Figura 31: Esquema de los elementos y disposición que componen las mantas térmicas.....	51
Figura 32: Esquema de la conexión a corriente de la manta térmica.....	51
Figura 33: Carcasa y estructura externa del autotransformador Torivac	52
Figura 34: Esquema del caudalímetro efecto Coriolis.....	53
Figura 35: Variador de frecuencia OMRON A4004 JX	54
Figura 36: Detalle de cómo están posicionados los termopares en cada sección de medida....	55
Figura 37: Esquema de las secciones donde están posicionados los termopares en el colector55	
Figura 38: Posición de los termopares en la sección J	56
Figura 39: Termopares tipo T posicionados sobre el colector de la instalación	56
Figura 40: Caudalímetros de turbina Gems FT-210	57
Figura 41: Válvulas de microrregulación HOKE2300.....	58
Figura 42: PID Watlow PM8 EZ-ZONE	59
Figura 43: Vista delantera y trasera de Agilent 34980A.....	60
Figura 44: Detalle de la posición de las tarjetas dentro del Agilent.....	60
Figura 45: Transductor de intensidad MACX MCR-SL-CAC-5-I(-UP) y detalle de cómo debe ser conectado.....	61
Figura 46: Tarjeta de relés para control de la enfriadora	62
Figura 47: Variador de frecuencia a través del cual se cambia el modo de funcionamiento de la bomba	63
Figura 48: Teclas de operación del variador de frecuencia.....	64
Figura 49: Página de inicio de la aplicación web de Agilent Technologies (IP)	65
Figura 50: Selección de la opción Allow Full Control dentro de la pestaña Browser Web Control que proporciona el software para elegir la tarjeta con la que se quiere trabajar.....	66
Figura 51: Al seleccionar la tarjeta con la que se quiere trabajar aparecen los canales que ésta contiene.	66
Figura 52: Para activar el canal que se precise basta con desdoblar la pestaña Output y seleccionar ON.	67
Figura 53: Pestaña de Configure Channel para introducir los voltios que se precisen para conseguir el caudal necesario.	67
Figura 54: Pestaña Configure Channel del canal 5004 que contiene la potencia de la manta... 68	
Figura 55: Inicio del programa Benchlink Data Logger	69
Figura 56: Localización del software Agilent dentro del programa Benchlink Data Logger.	70
Figura 57: Abrir un nuevo archivo de datos a través de la pestaña Configuration.....	70
Figura 58: Selección del último archivo de datos utilizado.....	71
Figura 59: Aspecto del archivo de datos seleccionado donde aparecen los distintos canales que contiene el Agilent y sus unidades de medida.....	72
Figura 60: Apariencia de la pestaña <i>Scan and LogData</i> una vez iniciada la toma de medidas... 72	
Figura 61: Apariencia de la pestaña <i>Quick Graph</i> al escoger dos canales de temperatura para su representación.	73
Figura 62: Opción <i>Channels</i> para seleccionar los canales que se quiere sean representados gráficamente	74

Figura 63: Pestaña <i>Monitor Channel Properties</i> para visualizar un canal en el monitor	74
Figura 64: Ventanas <i>Export Data</i> y <i>Export to File</i> que van apareciendo a la hora de guardar el archivo de datos ensayado.....	75
Figura 65: Listado de los elementos manejados con EZ-ZONE	76
Figura 66: Inicio del programa EZ-ZONE operando con el PID seleccionado	76
Figura 67: Ramas del menú <i>Operations</i>	77
Figura 68: Variables del menú <i>Control Loop</i>	77
Figura 69: Opción <i>Autotune</i> dentro del menú <i>Control Loop</i>	78
Figura 70: Parámetros dentro del menú <i>Monitor</i>	78
Figura 71: Selección del tipo de tarjeta de relés que controlan la máquina frigorífica	79
Figura 72: Ventana principal del software <i>Denkovi Relay Manager</i> donde la tarjeta de relés seleccionada está ejecutada correctamente (color verde).....	80
Figura 73: Activación del relé número 1 a través del cual se enciende la máquina frigorífica...	80
Figura 74: Opción <i>Close</i> en <i>Device Settings</i> situado en la parte inferior derecha de la ventana del software	81
Figura 75: Esquema del captador solar con las secciones longitudinales sobre las que se ha medido la temperatura	86
Figura 76: Medidas geométricas de un muelle.....	86
Figura 77: Variación del número de Nusselt con respecto al caudal en tubo liso y con muelles insertados (ensayos realizados a 400W/m^2 con agua.....	87
Figura 78: Temperatura del absorbedor a lo largo del colector en tubo liso y muelles insertados para agua a 400W/m^2 con caudal de a) 9kg/h por tubo y b) 32kg/h por tubo.....	87
Figura 79: Variación del número de Nusselt con respecto al caudal en tubo liso y con muelles insertados (ensayos realizados a 400W/m^2 con propilenglicol al 30%	90
Figura 80: Temperatura del absorbedor a lo largo del colector en tubo liso y muelles insertados para propilenglicol30% a 400W/m^2 con caudal de a) 9kg/h por tubo y b) 32kg/h por tubo.....	90
Figura 81: Comparativa de la variación del número de Nusselt con respecto al número de Reynolds en ensayos con agua y propilenglicol30% a 400W/m^2	93
Figura 82: Variación del número de Nusselt con respecto al caudal en tubo liso y con muelles insertados (ensayos realizados a 800W/m^2 con agua	94
Figura 83: Temperatura del absorbedor a lo largo del colector en tubo liso y muelles insertados para agua a 800W/m^2 con caudal de a) 9kg/h por tubo y b) 32kg/h por tubo.	94
Figura 84: Variación del número de Nusselt con respecto al caudal en tubo liso y con muelles insertados (ensayos realizados a 800W/m^2 con propilenglicol al 30%	97
Figura 85: Temperatura del absorbedor a lo largo del colector en tubo liso y muelles insertados para propilenglicol30% a 800W/m^2 con caudal de a) 9kg/h por tubo y b) 32kg/h por tubo.....	97
Figura 86: Comparativa de la variación del número de Nusselt con respecto al número de Reynolds en ensayos con agua y propilenglicol30% a 800W/m^2	99
Figura 87: Incertidumbres en el cálculo del número de Nusselt en los ensayos con Propi30% y potencia 400W/m^2	100
Figura 88: Incertidumbres del número de Nusselt en los ensayos con Propi30% y potencia 800W/m^2	101
Figura 89: Incertidumbres del número de Nusselt en los ensayos con agua y potencia 400W/m^2	102

Figura 90: Incertidumbres del número de Nusselt en los ensayos con agua y potencia 800W/m^2	103
Figura 91: Posición de la sección J y de los correspondientes termopares en el colector solar	104
Figura 92: Efecto de la estratificación del flujo alrededor del tubo	105
Figura 93: Ensayos realizados con agua en tubo liso y potencia de la manta 400W/m^2	107
Figura 94: Ensayos realizados con agua en tubo liso y potencia de la manta 800W/m^2	107
Figura 95: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con agua en tubo liso y potencia 400W/m^2	108
Figura 96: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con agua en tubo liso y potencia 800W/m^2	108
Figura 97: Ensayos realizados con propilenglicol30 en tubo liso y potencia de la manta 400W/m^2	109
Figura 98: Ensayos realizados con propilenglicol30 en tubo liso y potencia de la manta 800W/m^2	110
Figura 99: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con propilenglicol30 en tubo liso y potencia 400W/m^2	110
Figura 100: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con propilenglicol30 en tubo liso y potencia 800W/m^2	111
Figura 101: Estudio de la manta en los ensayos con agua y tubo liso para un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h	112
Figura 102: Estudio de la manta en los ensayos con propilenglicol30 y tubo liso para un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h	112
Figura 103: Estudio del fluido en los ensayos con potencia de la manta de 400W/m^2 y tubo liso para un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h	113
Figura 104: Estudio del fluido en los ensayos con potencia de la manta de 800W/m^2 y tubo liso para un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h	114
Figura 105: Estudio del caudal en los ensayos con agua y potencia de la manta de 400W/m^2 con a) el muelle W01 insertado en los tubos y b) el muelle W02 insertado en los tubos	116
Figura 106: Estudio del caudal en los ensayos con agua y potencia de la manta de 800W/m^2 con a) el muelle W01 insertado en los tubos y b) el muelle W02 insertado en los tubos	116
Figura 107: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con agua en tubo liso y con muelles insertados y potencia 400W/m^2	117
Figura 108: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con agua en tubo liso y con muelles insertados en los tubos y potencia 800W/m^2	118
Figura 109: Estudio del caudal en los ensayos con propilenglicol30 y potencia de la manta de 400W/m^2 con a) el muelle W01 insertado en los tubos y b) el muelle W02 insertado en los tubos	119
Figura 110: Estudio del caudal en los ensayos con propilenglicol30 y potencia de la manta de 800W/m^2 con a) el muelle W01 insertado en los tubos y b) el muelle W02 insertado en los tubos	119
Figura 111: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con propilenglicol30 en tubo liso y con muelles insertados en los tubos y potencia 400W/m^2	120

Figura 112: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con propilenglicol30 en tubo liso y con muelles insertados en los tubos y potencia 800W/m ²	120
Figura 113: Estudio de la manta en los ensayos con agua y muelles insertados en los tubos a un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h.....	121
Figura 114: Estudio de la manta en los ensayos con propilenglicol30 y muelles insertados en los tubos a un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h.....	122
Figura 115: Estudio del fluido con potencia de la manta de 400W/m ² y muelles insertados en los tubos con un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h	122
Figura 116: Estudio del fluido con potencia de la manta de 800W/m ² y muelles insertados en los tubos con un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h	123
Figura 117: Ensayo con agua y tubo liso con caudal de 9kg/h.....	171
Figura 118: Ensayo con agua y tubo liso con caudal de 13kg/h.....	172
Figura 119: Ensayo con agua y tubo liso con caudal de 21kg/h.....	172
Figura 120: Ensayo con agua y tubo liso con caudal de 32kg/h.....	173
Figura 121: Ensayo con agua y tubo liso con caudal de 50kg/h.....	173
Figura 122: Ensayo con propilenglicol30% y tubo liso con caudal de 9kg/h.....	174
Figura 123: Ensayo con propilenglicol30% y tubo liso con caudal de 13kg/h.....	174
Figura 124: Ensayo con propilenglicol30% y tubo liso con caudal de 21kg/h.....	175
Figura 125: Ensayo con propilenglicol30% y tubo liso con caudal de 32kg/h.....	175
Figura 126: Ensayo con propilenglicol30% y tubo liso con caudal de 50kg/h.....	176
Figura 127: Ensayos con potencia de la manta de 400W/m ² y tubo liso para un caudal de 9kg/h	177
Figura 128: Ensayos con potencia de la manta de 400W/m ² y tubo liso para un caudal de 13kg/h	178
Figura 129: Ensayos con potencia de la manta de 400W/m ² y tubo liso para un caudal de 21kg/h	178
Figura 130: Ensayos con potencia de la manta de 400W/m ² y tubo liso para un caudal de 32kg/h	179
Figura 131: Ensayos con potencia de la manta de 400W/m ² y tubo liso para un caudal de 50kg/h	179
Figura 132: Ensayos con potencia de la manta de 800W/m ² y tubo liso para un caudal de 9kg	180
Figura 133: Ensayos con potencia de la manta de 800W/m ² y tubo liso para un caudal de 13kg/h	181
Figura 134: Ensayos con potencia de la manta de 800W/m ² y tubo liso para un caudal de 21kg/h	181
Figura 135: Ensayos con potencia de la manta de 800W/m ² y tubo liso para un caudal de 32kg/h	181
Figura 136: Ensayos con potencia de la manta de 800W/m ² y tubo liso para un caudal de 50kg/h	182
Figura 137: Ensayos con agua y muelles insertados en los tubos a un caudal de 9kg/h	183
Figura 138: Ensayos con agua y muelles insertados en los tubos a un caudal de 13kg/h	184
Figura 139: Ensayos con agua y muelles insertados en los tubos a un caudal de 21kg/h	184
Figura 140: Ensayos con agua y muelles insertados en los tubos a un caudal de 32kg/h	185

Figura 141: Ensayos con agua y muelles insertados en los tubos a un caudal de 50kg/h	185
Figura 142: Ensayos con propilenglicol30% y muelles insertados en los tubos a un caudal de 9kg/h	186
Figura 143: Ensayos con propilenglicol30% y muelles insertados en los tubos a un caudal de 13kg/h	186
Figura 144: Ensayos con propilenglicol30% y muelles insertados en los tubos a un caudal de 21kg/h	187
Figura 145: Ensayos con propilenglicol30% y muelles insertados en los tubos a un caudal de 32kg/h	187
Figura 146: Ensayos con propilenglicol30% y muelles insertados en los tubos a un caudal de 50kg/h	188
Figura 147: Ensayos realizados con potencia de la manta de 400W/m ² y muelles insertados en los tubos con un caudal de 9kg/h	189
Figura 148: Ensayos realizados con potencia de la manta de 400W/m ² y muelles insertados en los tubos con un caudal de 13kg/h	190
Figura 149: Ensayos realizados con potencia de la manta de 400W/m ² y muelles insertados en los tubos con un caudal de 21kg/h	190
Figura 150: Ensayos realizados con potencia de la manta de 400W/m ² y muelles insertados en los tubos con un caudal de 32kg/h	191
Figura 151: Ensayos realizados con potencia de la manta de 400W/m ² y con muelles insertados en los tubos con un caudal de 50kg/h.....	191
Figura 152: Ensayos realizados con potencia de la manta de 800W/m ² y con muelles insertados en los tubos con un caudal de 9kg/h.....	192
Figura 153: Ensayos realizados con potencia de la manta de 800W/m ² y con muelles insertados en los tubos con un caudal de 13kg/h.....	192
Figura 154: Ensayos realizados con potencia de la manta de 800W/m ² y con muelles insertados en los tubos con un caudal de 21kg/h.....	193
Figura 155: Ensayos realizados con potencia de la manta de 800W/m ² y con muelles insertados en los tubos con un caudal de 32kg/h.....	193
Figura 156: Ensayos realizados con potencia de la manta de 800W/m ² y con muelles insertados en los tubos con un caudal de 50kg/h.....	194

Índice de Tablas

Tabla 1: Propiedades físicas del agua ensayada	47
Tabla 2: Propiedades físicas del propilenglicol	49
Tabla 3: Propiedades físicas del propilenglicol al 30% ensayado.....	50
Tabla 4: Características geométricas de los muelles utilizados en los ensayos.....	86
Tabla 5: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con agua a 400W/m^2 con tubo liso	89
Tabla 6: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con agua a 400W/m^2 con el muelle W01 insertado	89
Tabla 7: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con agua a 400W/m^2 con el muelle W02 insertado	89
Tabla 8: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con propilenglicol30% a 400W/m^2 con tubo liso	92
Tabla 9: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con propilenglicol30% a 400W/m^2 con el muelle W01 insertado.....	92
Tabla 10: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con propilenglicol30% a 400W/m^2 con el muelle W02 insertado.....	92
Tabla 11: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con agua a 800W/m^2 con tubo liso	95
Tabla 12: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con agua a 800W/m^2 con el muelle W01 insertado.....	95
Tabla 13: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con agua a 800W/m^2 con el muelle W02 insertado.....	96
Tabla 14: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con propilenglicol30% a 800W/m^2 con tubo liso	98
Tabla 15: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con propilenglicol30% a 800W/m^2 con el muelle W01 insertado.....	98
Tabla 16: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con propilenglicol30% a 800W/m^2 con el muelle W02 insertado.....	99

Tabla 17: Incertidumbres del número de Nusselt en los ensayos con Propi30% a 400W/m^2 ..	100
Tabla 18: Incertidumbres del número de Nusselt en los ensayos con Propi30% a 800W/m^2 ..	101
Tabla 19: Incertidumbres del número de Nusselt en los ensayos con agua a 400W/m^2	102
Tabla 20: Incertidumbres del número de Nusselt en los ensayos con agua a 800W/m^2	103

Lista de Símbolos

A	Área de intercambio de calor ($= \pi D l_t$)	m^2
CH	Capacitancia del lado H del sensor de presión	[F]
CL	Capacitancia del lado L del sensor de presión	[F]
c_p	Calor específico	J/Kg K
d	Diámetro interior del tubo	m
e	Espesor de muelle rígido helicoidal	m
f	Factor de fricción de Fanning	[-]
F	Frecuencia	[Hz]
h_i	Coefficiente de transferencia de calor interno	W/m ² K
k	Conductividad térmica del fluido	W/m K
l	Longitud del tubo	m
\dot{m}	Flujo másico	kg/s
Nu	Número de Nusselt	[-]
P	Presión	Pa
P	Paso del muelle rígido helicoidal	m
p	Número de Prandtl ($= \mu c_p / k$)	[-]
Pr	Presión aplicada en la cámara H del sensor de presión	[Pa]
$P1$	Presión aplicada en la cámara L del sensor de presión	[Pa]
$P2$	Calor total transferido	W
q	Caudal	m ³ /s
Q	Temperatura	°C
T	Coefficiente global de transmisión de calor	W/m ² K
U	Velocidad local del fluido en dirección axial	m/s
v	Tensión eléctrica	V
V	Valor de twist ratio	m
Y		

Letras Griegas

β	Coefficiente de dilatación térmica	K ⁻¹
Δd	deflexión de la membrana del sensor de presión	[m]
Δp	Pérdida de presión	Pa

ΔT	Diferencia de temperatura	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_m	Diferencia de temperatura media	$^{\circ}\text{C}$
ϵ	Constante dielectrica del medio entre dos placas del capacitor	-
ϕ	Función genérica	[-]
μ	Viscosidad dinámica (molecular)	Pa s
ν	Viscosidad cinemática ($= \mu/\rho$)	m^2/s
ρ	Densidad del fluido	kg/m^3

1 Introducción al proyecto

1.1 Interés y justificación del proyecto

La sociedad en la que vivimos consume energía continuamente. Desde el siglo XIX, esta energía ha sido producida principalmente a través de combustibles fósiles en forma de energía térmica, y que según la aplicación correspondiente, se ha transformado en aquellos vectores energéticos necesarios, hasta hoy en día.

No obstante, los combustibles fósiles son un recurso energético finito. Esto, unido a los costes de su adquisición en los últimos tiempos, ha provocado que se busquen alternativas energéticas que compitan cara a cara con ellos, y que sean lo más limpias posible. Es necesario realizar un esfuerzo de transferencia tecnológica a las empresas para extender el uso de las técnicas de mejora, en tiempos donde un uso racional de la energía parece la clave para responder a la tendencia actual de aumento de demanda energética y dificultad en el suministro de combustibles fósiles.

En esta revolución, una de las fuentes de energía renovables más conocidas es la solar. Dentro de las posibilidades que ofrece la energía solar encontramos dos ramas bien diferenciadas: la energía fotovoltaica y la energía solar térmica.

La fotovoltaica permite obtener energía eléctrica a partir de la radiación solar, de forma que es habitual encontrar huertos solares en grandes extensiones a lo largo de toda la geografía nacional.

Por otro lado, la energía solar térmica emplea la radiación que llega del sol para calentar un fluido caloportador. Dentro de todas las posibilidades de uso de esta tecnología, cabe destacar la producción de agua caliente sanitaria (ACS), agua para circuitos de calefacción, en la producción de vapor de agua para ciclos térmicos (en caso de concentrar la radiación solar sobre el fluido) o incluso como foco caliente de los ciclos de frío por absorción.

Dentro del gran abanico de los modelos empleados en la energía solar térmica, aquellos más cercanos a todos los individuos de la sociedad son los colectores/captadores solares planos. El empleo de colectores solares en viviendas está ligado a la producción de ACS, de forma que se reduce el consumo de combustibles fósiles y electricidad para su producción. En el Código Técnico de la Edificación se recoge que los edificios de nueva construcción obtengan un porcentaje del ACS demandado mediante energía solar térmica.

Esta tecnología lleva avanzando desde los años 70, cuando se desarrolló y comenzó su implantación, sobre todo a partir de la crisis global de 1973. Desde entonces, muchos han sido los investigadores que han buscado la mejora del rendimiento de los colectores solares, para aprovechar al máximo la radiación solar por lo que la eficiencia de los colectores solares se ha mejorado progresivamente. Estas mejoras se pueden atribuir al uso de nuevos materiales y

recubrimientos selectivos, la mejora de los aislamientos térmicos y el desarrollo de tratamientos adecuados a la cubierta de vidrio para mejorar el efecto invernadero en el interior del captador.

Debido a esto, en la actualidad, una de las pocas alternativas para incrementar la eficiencia de los colectores solares planos pasa por mejorar la transferencia de calor entre el absorbedor y el fluido calo-portador. Ésta puede mejorarse bien reduciendo la resistencia térmica de la soldadura absorbedor-tubo o bien mejorando el coeficiente interno de transmisión de calor por convección. En el primer caso existen serias limitaciones debido a que la lámina del absorbedor es de un espesor muy pequeño y la técnica de soldadura es compleja. En el segundo caso se puede conseguir una mejora de la transferencia de calor mediante la utilización de dispositivos insertados tipo muelle o láminas en espiral.

1.2 Antecedentes

Este PFC se enmarca dentro del área de investigación de “Mejora de la transferencia de calor en captadores solares térmicos” del Grupo de Investigación del departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Politécnica de Cartagena.

En dicha área, una de las líneas de investigación abiertas es la mejora de la transferencia de calor en los colectores solares mediante elementos insertados.

Los trabajos realizados en materia de procedimiento experimental, en la que se centra este PFC, se vienen desarrollando durante los últimos cinco años en los dos bancos de ensayo de los que dispone la Universidad. Existe uno exterior, en el que se pueden ensayar dos captadores a escala real simultáneamente montados sobre un seguidor solar a dos ejes, y otro interior, terminado de construir para y durante la realización de este PFC, en el que se ha podido ensayar en condiciones mucho más controladas también dos captadores solares, aunque en este caso a escala y formados únicamente por tres tubos cada uno.

Además, este trabajo experimental se ve complementado con los trabajos realizados de simulación numérica de otros PFC anteriores.

1.3 Objetivos del proyecto

- Puesta en marcha de una instalación destinada a realizar ensayos de transferencia de calor en tubos de pequeño diámetro de captadores solares con elementos insertados.
- Describir cada uno de los elementos que componen la instalación experimental, especificando la función que desempeñan cada uno de ellos dentro de la misma.
- Desarrollo de un protocolo de ensayo de la instalación experimental utilizada.
- Calcular el número de Nusselt en tubo liso y en elementos insertados con la condición de contorno de flujo de calor constante sobre el absorbedor, en las condiciones de trabajo típicas de colectores solares térmicos (número de Rayleigh y número de Reynolds).
- Estudiar experimentalmente la evolución de la temperatura de absorbedor en condiciones de tubo liso y tubo con elementos insertados.
- Obtener las incertidumbres de medida en el cálculo del número de Nusselt para cada uno de los ensayos realizados.

2 Fundamentos teórico-experimentales

2.1 Colectores solares

Un colector solar es un tipo de intercambiador de calor que transforma la energía procedente de la radiación solar en calor, transmitiendo el mismo a un fluido de trabajo circulante, que aumenta su temperatura, para un posterior aprovechamiento. Dentro de los tipos de colectores solares, los que son objeto de nuestro estudio son los colectores solares planos.

2.1.1 Colector solar plano

Estos colectores actúan como un receptor que recoge la energía procedente del Sol, calentando una placa absorbedora, que calienta a su vez el fluido, es decir, transforman la energía solar en energía térmica. Se utilizan en aplicaciones en las que se requiere que la energía se libere a temperaturas bajas, como en la edificación, el sector terciario, etc. Su temperatura de operación no suele pasar de los 100°C.

Se caracterizan además, por usar tanto la radiación solar directa como la difusa, por lo que no necesitan seguir continuamente el recorrido del Sol. Además, su mantenimiento no es nada costoso y son de construcción simple.

2.1.2 Componentes de un colector solar plano

Existen muchos diseños de colectores solares planos, profundizándose en algunos de éstos en apartados posteriores. A continuación se exponen las características y elementos propios de un colector solar plano.

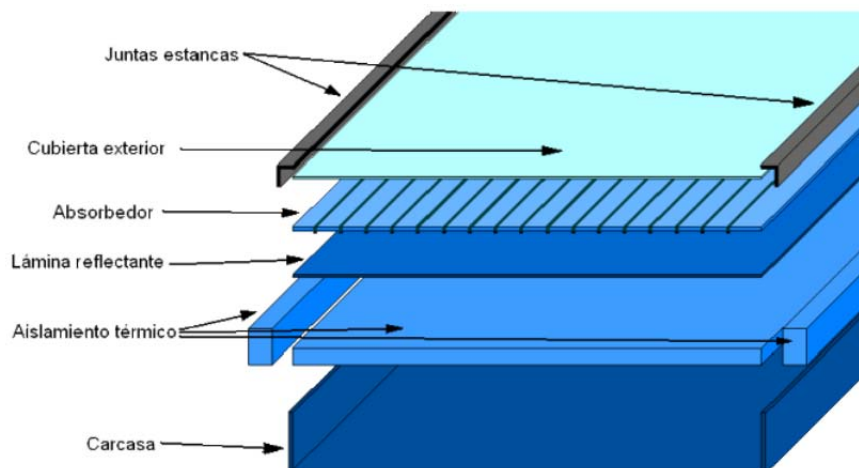


Figura 1: Componentes de un colector solar plano

2.1.2.1 Cubierta exterior

Su misión es producir el llamado “efecto invernadero” dentro del captador, reducir las pérdidas por convección y asegurar la estanqueidad del colector al agua y al aire, en unión con la carcasa y las juntas. El efecto invernadero producido impide que toda la radiación que la ha cruzado hasta alcanzar al absorbedor salga al exterior, reteniendo la radiación en su interior.

Una cubierta exterior debe cumplir las siguientes características:

- Alto coeficiente de transmisión de la radiación solar.
- Bajo coeficiente de transmisión para las ondas largas.
- Bajo coeficiente de conductividad térmica.
- Alto coeficiente de reflexión para la longitud de onda larga de la radiación emitida por la placa captadora.
- Coeficiente de dilatación pequeño.
- Materiales plásticos.

Además, la cubierta suele ser tratada, para mejorar sus prestaciones, mediante tratamientos anti-reflectantes sobre la superficie exterior o interior de la cubierta.

2.1.2.2 Absorbedor

Es el elemento fundamental del captador. Su función es absorber la radiación solar y transformarla en energía térmica, que se transmite al fluido circulante por tubos. Existen distintos modelos, entre ellos:

- Dos placas metálicas de cobre separadas por unos milímetros, entre las cuales circula el fluido caloportador.
- Placa metálica de cobre sobre la cual están soldados o embutidos los tubos por los que circula el fluido caloportador. En lugar de una placa metálica se puede dotar de unas aletas de cobre a los tubos de cobre.
- Dos láminas de metal de cobre unidas a gran presión excepto en los lugares que forman el circuito del fluido calo portador, los cuales han sido abombados mediante insuflación de aire.
- Láminas de plástico.

Las características e indicaciones de la placa absorbidora son las siguientes:

- Los tratamientos de la superficie mediante pinturas son más económicos que los tratamientos selectivos pero tienen menos duración.
- Si la instalación va a funcionar mediante termosifón las pérdidas de carga no deben ser superiores a 3mm.c.a por m² de superficie de captación, para que la circulación sea la adecuada y no se produzcan grandes saltos térmicos.
- No se debe mezclar el cobre y el acero, para evitar la corrosión de este último.
- El fluido caloportador que circula por la placa debe tener un reparto de temperaturas equilibrado, es decir, el campo de temperaturas debe ser lo más homogéneo posible.
- En los paneles con doble placa, la transmisión de calor es directa, no ocurriendo lo mismo para los que poseen los tubos soldados o embutidos. En este último caso la

transferencia de calor va a depender de: la conductividad de la placa, la separación, diámetro y espesor de los tubos, el rendimiento y régimen del flujo (laminar, transición o turbulento) y de la buena ejecución de las soldaduras o de los acoplamientos a presión.

- Las entradas y salidas del fluido deben ser suaves de manera que las pérdidas locales sean bajas y que las soldaduras no estén forzadas para impedir posibles fugas.
- Se deben calorifugar bien las entradas y salidas para evitar pérdidas importantes debido a la creación de puentes térmicos entre la placa y los elementos no aislados.
- Debe ser capaz de soportar la presión interna del fluido incluso en condiciones extremas.
- Se deben instalar elementos de filtrado adecuados para evitar obstrucciones.

Los materiales más utilizados en su fabricación son:

- Acero
- Acero inoxidable
- Aluminio
- Cobre

Los absorbedores están recubiertos con el fin de mejorar las características ópticas del absorbedor, es decir, aumentar la absortancia, y reducir la emisividad.

2.1.2.3 Aislamiento térmico

Es esencial su presencia, ya que reduce las pérdidas térmicas. El aislamiento recubre la pared trasera y los laterales del colector.

Los aislantes térmicos se caracterizan por:

- Resistir altas temperaturas sin deteriorarse, lo que muchas veces se consigue colocando entre la placa y el aislante una capa reflectante, que impida que el aislante reciba directamente la radiación.
- No desprender vapores al descomponerse por el calor y en caso de ocurrir que no se adhieran a la cubierta.
- No degradarse por el envejecimiento u otro fenómeno a la temperatura habitual de trabajo.
- Soportar la humedad que se pueda producir en el interior de los paneles sin perder sus cualidades.
- Poseer un espesor de entre 40 y 70mm.

Los materiales más usados para los aislamientos son la lana de vidrio y la mineral, la espuma rígida de poliuretano y el poliestireno expandido.

2.1.2.4 Carcasa

Es el elemento estructural del colector cuya función es proteger y soportar los elementos constituyentes del colector solar.

Dispone de las siguientes características:

- Rigidez y resistencia estructural que asegure la estabilidad. Es de suma importancia ya que debe resistir las cargas de viento.
- Resistencia de los elementos de fijación mecánica para los esfuerzos a transmitir.
- Resistencia química a la corrosión y a los efectos corrosivos de la atmósfera y a la inestabilidad química debido a las inclemencias del tiempo, ya que deben estar a la intemperie.
- Aireación del interior del colector para evitar la condensación del agua.
- Evitar toda geometría que permita la acumulación de agua, hielo o nieve en el exterior del colector.
- Permitir un fácil desmontaje de la cubierta para poder tener acceso a la placa captadora.

2.1.3 Aspectos importantes a considerar en un colector solar

El área de captación, el caudal recomendado por el fabricante, el factor de remoción de calor y el factor óptico son datos que permiten caracterizar un colector solar plano y predecir su comportamiento durante el año dada una zona geográfica. A continuación se describen los aspectos más importantes a considerar en un colector solar.

2.1.3.1 Áreas características de un colector solar plano

Las áreas características de un colector plano se recogen en la Figura 2:

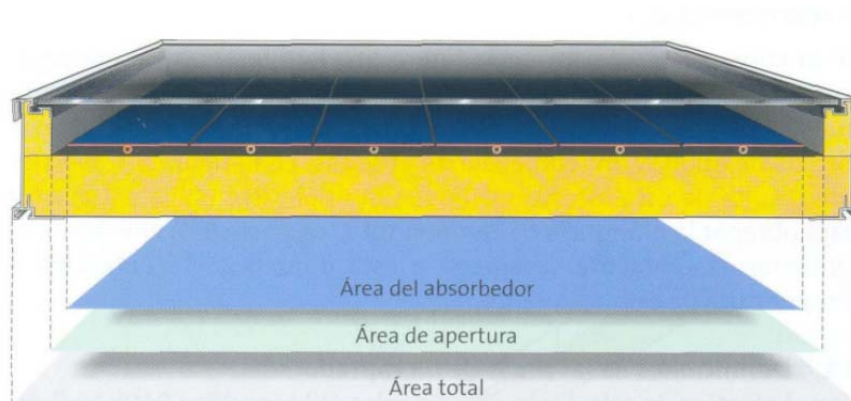


Figura 2: Áreas características de un colector solar plano

- Área total, A_t , es el área máxima proyectada por el captador completo. Se trata de la superficie recogida entre los límites exteriores del captador, generalmente los bordes externos de la carcasa del mismo.
- Área de apertura, A_a , se trata del área proyectada máxima a través de la cual penetra la radiación solar sin concentrar en el captador. Es la de la superficie visible o abierta del captador para la radiación solar. Por lo general coincide con el área de la cubierta transparente visible (sin contar la junta).
- Área del absorbedor, A_{ab} , se trata del área máxima de proyección del absorbedor. En los captadores solares planos es la suma de las áreas de las aletas y de las tuberías

internas de distribución expuestas a la radiación. El área activa del absorbedor coincide generalmente con el área del absorbedor.

2.1.3.2 Conexión entre colectores

En el caso de disponer de más de un colector solar éstos pueden disponerse, o bien en serie, o bien en paralelo.

En serie (Figura 3) el fluido que es precalentado en el primer colector solar se ingresa al siguiente. Dadas las características de la curva de eficiencia de un colector solar plano, se tiene que mientras menor es la diferencia entre la temperatura de ingreso y la temperatura ambiente, menor es el rendimiento del colector, luego se adapta este tipo de conexión en los casos en los que se quiere obtener temperaturas elevadas, sin importar en gran medida el rendimiento del sistema.

Si al realizar la conexión en serie de dos colectores se utiliza el caudal recomendado para un colector, la temperatura de descarga será mayor que en el caso en que se conectan en paralelo.

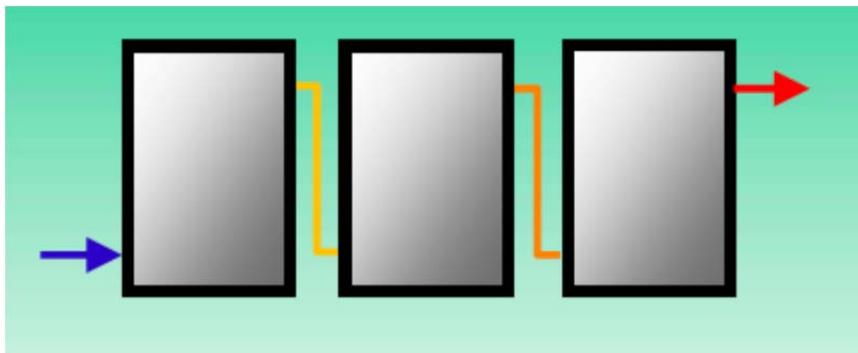


Figura 3: Conexión entre colectores en serie

En paralelo (Figura 4) el fluido que ingresa al primer colector lo hace a la misma temperatura que el fluido que ingresa al segundo colector. La unión en paralelo es simple, pero está limitada en el número de colectores que se pueden unir en paralelo. En un principio no es recomendable realizar uniones directas de más de cuatro colectores, ya que existen problemas de presión en los colectores que se ubican en medio. Aún así, la cantidad de colectores que se pueden unir en paralelo depende principalmente de sus características.

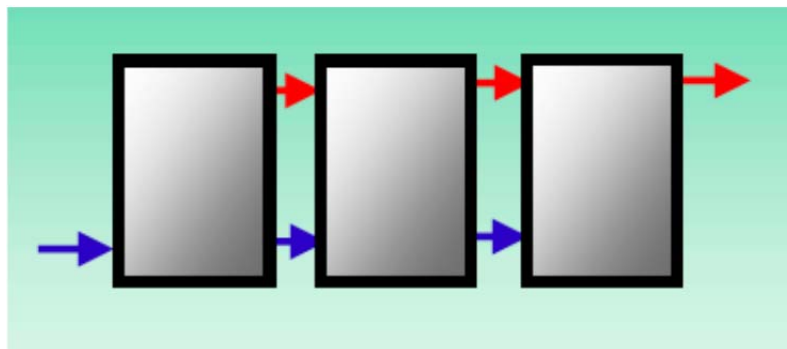


Figura 4: Conexión entre colectores en paralelo

2.1.3.3 Orientación e inclinación de los colectores

La orientación de los colectores determina la cantidad de radiación solar aprovechable. Esta cantidad es maximizada orientando los colectores hacia el norte geográfico.

El norte geográfico está ubicado 4° a la derecha del norte magnético. Dado que la altura solar varía durante el año, la inclinación óptima del colector también varía. Esto se puede apreciar en la Figura 5.

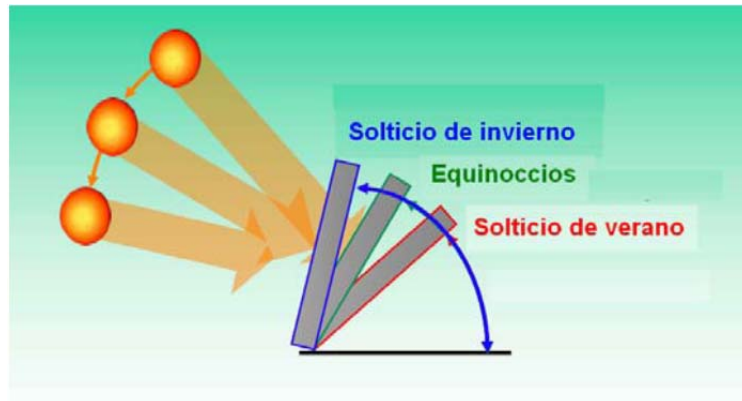


Figura 5: Orientación e inclinación de un colector según la época del año

En caso de no poder variar la inclinación de los colectores durante el año, se prefiere utilizar una inclinación equivalente a la latitud del lugar donde se instalan.

2.1.3.4 Equilibrio hidráulico

La conexión entre los colectores debe asegurar el equilibrio hidráulico en el circuito de colectores de tal manera que todos trabajen con el mismo caudal y a la misma presión.

Para asegurar el equilibrio hidráulico existe lo que se llama alimentación invertida. El esquema de la alimentación invertida se muestra en la Figura 6.

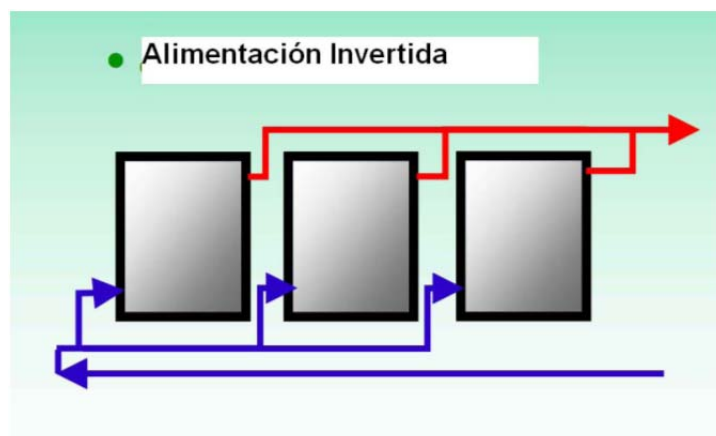


Figura 6: Alimentación invertida para el equilibrio hidráulico en colectores solares planos

La alimentación invertida consiste en que la primera alimentación y la primera recolección se dan en la última batería de un techo para lograr un equilibrio hidráulico, con lo cual, todas las baterías que son iguales reciben el mismo caudal y, por lo tanto, la temperatura de salida es

uniforme. Además, como se tiene un equilibrio hidráulico, se tiene un equilibrio en las presiones de cada colector. Necesariamente debe ser la cañería de alimentación la que alimenta de forma invertida, ya que de esta manera se minimizan las pérdidas por conducción y convección en la recolección del circuito.

2.1.3.5 Simetría

Al realizar las conexiones de los colectores solares se deben diseñar de tal forma que exista simetría en la instalación.

El agua va a tender a fluir por las zonas que representen menores resistencias al flujo, por lo tanto, si existen zonas que no son simétricas, se van a tener resistencias distintas y el caudal será menor en las zonas que representen mayor resistencia al flujo, lo cual afecta directamente el rendimiento del colector.

2.1.4 Modelo matemático de un colector solar plano

2.1.4.1 Balance de potencia

El comportamiento de un colector solar puede determinarse mediante una expresión que relaciona la potencia útil, \dot{Q} , la potencia absorbida por el colector, S , y las pérdidas térmicas y ópticas en el colector.

La potencia absorbida S , es la radiación absorbida por el colector. Las pérdidas térmicas de los alrededores se deben a las radiaciones infrarrojas, y a fenómenos de transmisión de calor como la convección y conducción térmica. Estas pérdidas dependen del coeficiente global de transmisión de calor, U_L , con el que se evalúa el calor intercambiado con el medio; de la temperatura ambiente, T_a , y de la temperatura media del absorbedor, T_{abs} .

La expresión que relaciona dichas variables es:

$$\dot{Q} = A_{abs}[S - U_L(\bar{T}_{abs} - T_a)] \quad (2.1.1)$$

Donde

$$S = G(\tau_g \alpha_{abs}) \quad (2.1.2)$$

siendo G la radiación global. Ésta se descompone en dos radiaciones, una directa y otra difusa. La absorción de la radiación incidente está ligada a la fracción de la radiación incidente que llega por la cubierta transparente τ_g , y la fracción de radiación incidente absorbida por el absorbedor α_{abs} .

Sin embargo, poder conocer el valor de la temperatura en el absorbedor es bastante dificultoso ya que depende del diseño del colector, la radiación solar incidente, y las condiciones del fluido que circula por dentro. Por ello, en el estudio de los colectores solares se introduce un término, denominado factor de remoción del calor F_R , para obtener una expresión con datos más asequibles llegando a la expresión final:

$$\dot{Q} = A_{abs} F_R [G(\tau_g \alpha_{abs}) - U_L(T_{in} - T_a)] \quad (2.1.3)$$

2.1.4.2 Eficiencia térmica

El parámetro básico que caracteriza al colector solar es su eficiencia, que es la relación entre la energía térmica útil retirada del colector y la energía solar incidente. Esta dependerá del proyecto del colector, tiempo de operación y de factores externos tales como: condiciones meteorológicas y disposición del colector en relación a la tierra.

El rendimiento del colector viene dado por

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{A \cdot I_g} \quad (2.1.4)$$

donde

- A es el área de captación del colector
- I_g es la radiación global incidente

Al realizar el balance térmico del colector, se llega a la siguiente expresión del rendimiento

$$\eta = F' \cdot \tau\alpha - F' \cdot U_L \frac{T_{in} - T_a}{I_g} \quad (2.1.5)$$

donde

- $F' \cdot \tau\alpha$ es el factor óptico
- $F' \cdot U_L$ es el factor de remoción de calor
- $(T_{in} - T_a) / I_g$ es la temperatura reducida.

Para un mismo colector, la curva de rendimiento es válida para el caudal con el cual se realiza el ensayo. Al disminuir el caudal en el colector solar, la transferencia de calor entre el fluido y la placa del colector solar empeora y la curva de rendimiento se desplaza a la izquierda de forma paralela. Se tendrá el mismo rendimiento para un ΔT menor, o con el mismo ΔT un rendimiento menor.

2.1.4.3 Distribución de la temperatura en el colector

Para poder apreciar la distribución de la temperatura en un colector, es necesario apoyarse en la Figura 7 y la Figura 8.

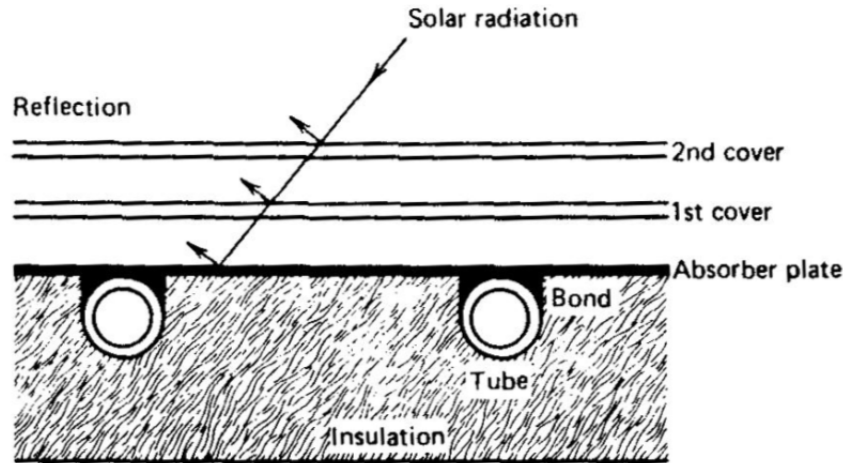


Figura 7: Esquema de un colector solar plano. Duffie and Beckman (1974)

El funcionamiento de un colector se basa en el flujo de calor procedente de la radiación solar absorbida hacia los tubos por el que circula un fluido caloportador. De esta manera, el paso de energía al tubo genera un gradiente de temperaturas en el absorbedor en el sentido del flujo del fluido. En la Figura 7 se observa la radiación incidente sobre el colector entre dos tubos; y en la Figura 8 se aprecia cómo varía la distribución de temperaturas. Según las coordenadas descritas en la a), en b) se muestra la distribución de temperaturas tridimensionalmente, en c) cómo evoluciona a lo largo de la sección transversal; y en d), la evolución a lo largo de la longitud axial del absorbedor.

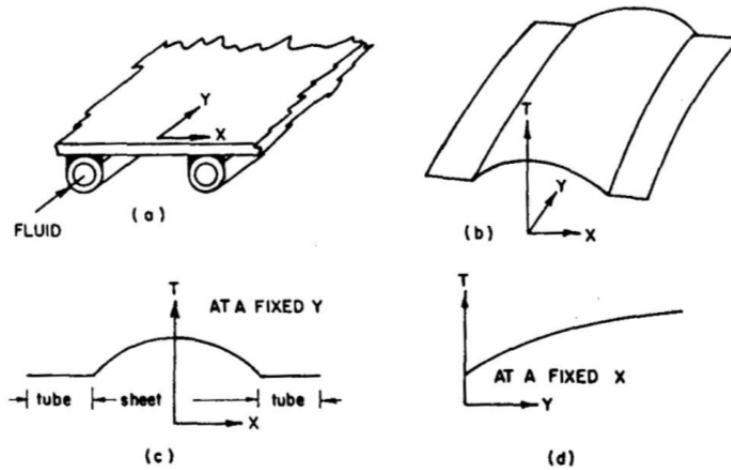


Figura 8: Distribución de las temperaturas en un absorbedor plano. Duffie and Beckman (1974)

2.1.4.4 Producto transmitancia-absortancia

Este producto relaciona la radiación total absorbida con la radiación total incidente, expresándose de la forma:

$$(\tau_g \alpha_{abs}) = \frac{G_b (\tau_g \alpha_{abs})_b + G_d \frac{1+\cos \beta}{2} (\tau_g \alpha_{abs})_s + \rho_g G_h \frac{1-\cos \beta}{2} (\tau_g \alpha_{abs})_h}{G} \quad (2.1.6)$$

El producto global se obtiene a partir del número de cubiertas transparentes N , el índice de refracción de la cubierta n_g , el ángulo de incidencia θ , el producto del espesor de la cubierta y la longitud de extinción característica X_{KL} y la absorptancia del colector α_{abs} .

2.1.4.5 Coeficiente de pérdidas de calor del colector

Las pérdidas térmicas del sistema se deben a:

- Fenómenos de radiación: tiene lugar en el absorbedor debido a su temperatura.
- Fenómenos de convección: en estos las pérdidas se producen entre la cubierta transparente y el absorbedor, pudiendo minimizarse reduciendo el espacio entre ellos.
- Fenómenos de conducción: que provocan pérdidas en los laterales y la parte trasera del colector.

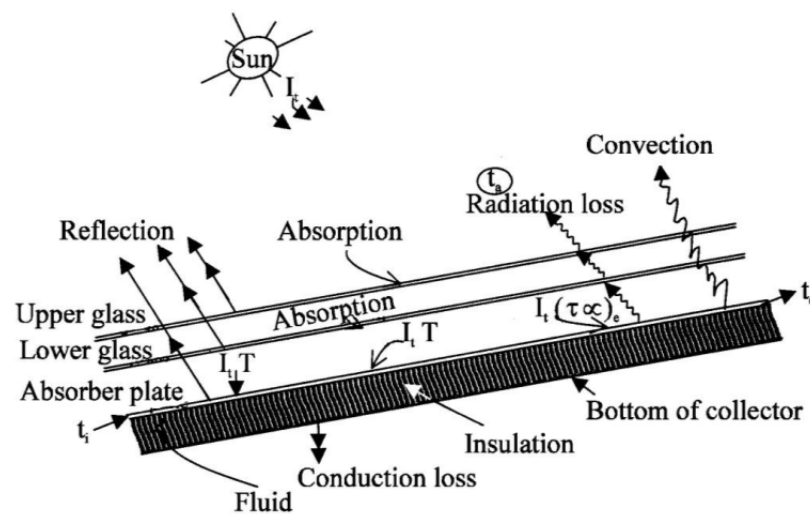


Figura 9: Esquema de pérdidas de calor en un colector solar. Agbo y Okoroigwe (2007)

Las pérdidas entre la cubierta transparente y el ambiente son causadas por radiación y convección, afectados por la velocidad del viento, la tierra, las condiciones de los alrededores y las radiaciones.

El coeficiente global de pérdidas es la suma de los coeficientes de pérdidas en la parte de arriba, de abajo y de los laterales del colector:

$$U_L = U_T + U_B + U_E \quad (2.1.7)$$

Las pérdidas en los laterales, si el diseño del colector es óptimo, son despreciables, pues en relación con la parte superior y la inferior es bastante pequeña. Se suele agrupar con el coeficiente de la parte trasera. Éste viene dado por la conductividad térmica y el espesor del aislante utilizado:

$$U_B = \frac{k_{ais}}{\delta_{ais}} \quad (2.1.8)$$

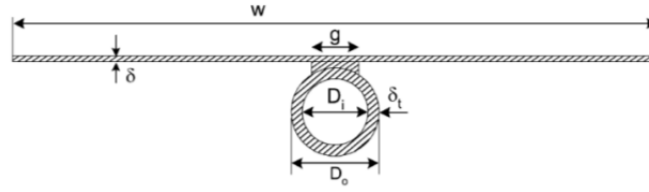


Figura 10: Geometría del tubo y de la aleta de un absorbedor. De Eisenman (2004)

El coeficiente de pérdidas para la parte superior del colector es mucho más complejo pues tiene en cuenta los fenómenos anteriormente descritos acerca de las pérdidas de calor. Klein, en 1957, obtuvo esta expresión para dicho coeficiente:

$$U_T = \left[\frac{N_G}{\frac{C}{T_{abs}} \left(\frac{\overline{T_{abs}} - T_a}{N_G + f_w} \right)^e + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \frac{\sigma (\overline{T_{abs}}^2 + T_a^2) (\overline{T_{abs}} + T_a)}{\frac{1}{\epsilon_{abs} + 0,00591 N_G h_w} + \frac{2N_G + f_w - 1 + 0,133 \epsilon_{abs}}{\epsilon_g}} \quad (2.1.9)$$

$$h_w = 5,7 + 3,8u \quad (2.1.10)$$

$$f_w = (1 + 0,089h_w - 0,1166h_w \epsilon_{abs}) (1 + 0,07866N_G) \quad (2.1.11)$$

$$e = 0,43 \left(1 - \frac{100}{T_{abs}} \right) \quad (2.1.12)$$

$$C = 520 (1 - 0,000051\beta^2) \quad (2.1.13)$$

Donde u corresponde a la velocidad del viento.

2.1.4.6 Factor de eficiencia de las aletas y del colector

En la Figura 10 se recogen los parámetros geométricos característicos de un tubo una aleta de un absorbedor, donde w es la longitud de la aleta, o espacio entre dos tubos, g es la longitud transversal de la soldadura entre el absorbedor y el tubo, es el espesor de la placa absorbidora, t es el espesor del tubo, y ambas D los diámetros externo e interno del tubo.

Para poder conocer la distribución de temperaturas entre dos tubos es necesario considerar despreciable el gradiente de temperatura en la dirección del flujo. Tras realizar todo el cálculo diferencial para el estudio del gradiente de temperaturas, obtenemos una expresión para conocer el calor recogido por un tubo a ambos lados por unidad de longitud es:

$$(2.1.14)$$

donde F es la eficiencia de la aleta:

$$F = \frac{\tanh\left(M \frac{w-g}{2}\right)}{M \frac{w-g}{2}} \quad (2.1.15)$$

$$M = \left[\frac{U_L}{k_{abs} \delta_{abs}} \right]^{1/2} \quad (2.1.16)$$

De manera análoga, el calor obtenido en la zona de contacto entre la aleta y el tubo por unidad de longitud se expresa:

$$q_{contacto} = g[S - U_L(T_{abs} - T_a)] \quad (2.1.17)$$

De forma que el calor total aportado al tubo es

$$q = q_{aleta} + q_{contacto} \quad (2.1.18)$$

$$q = wF'[S - U_L(T_f - T_a)] \quad (2.1.19)$$

donde F' es el factor de eficiencia del colector, definido como:

$$F' = \frac{1/U_L}{w \left[\frac{1}{U_L \left(g + (w-g)F + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi d_i h_f} \right)} \right]} \quad (2.1.20)$$

El parámetro del denominador, haciendo una analogía con las leyes de Kirchoff, se trataría de las "resistencias térmicas" por las que ha de circular la radiación solar hasta alcanzar el fluido.

2.1.4.7 Factor de remoción del calor

La relación entre el calor útil del colector y el calor útil que poseería si la superficie completa del absorbedor estuviese a la temperatura del fluido de entrada se denomina factor de remoción de calor. Su expresión se obtiene a partir de la Ecuación (2.1.19). Esta ecuación ofrece el calor por longitud de colector, así que para definir el calor en todo su conjunto, es necesario realizar una integral a lo largo del colector. Para ello, además de la Ecuación (2.1.19), contamos con que el balance de potencia para un fluido de trabajo desde la entrada a la salida del tubo es:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in}) \quad (2.1.21)$$

Dicho balance, en un elemento diferencial de longitud, es de la forma

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in}) \\ \dot{Q} &= \dot{m}c_p \frac{dT_f}{dz} \end{aligned} \quad (2.1.22)$$

Igualando dicha expresión a la Ecuación_:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in}) \quad (2.1.23)$$

$$\dot{m}c_p \frac{dT_f}{dz} = wF'[S - U_L(T_f - T_a)]$$

donde, integrando desde ($z = 0, T_f = T_{in}$) hasta ($z = L, T_f = T_{out}$), se obtiene:

$$\frac{T_{out} - (T_a + S/U_L)}{T_{in} - (T_a + S/U_L)} = \exp\left(-\frac{U_L F' A_{abs}}{\dot{m}c_p}\right) \quad (2.1.24)$$

de forma que relacionando las Ecuaciones (2.1.3) y (2.1.21), se puede despejar el factor de remoción quedando así:

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{A_{abs}U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{U_L F' A_{abs}}{\dot{m}c_p}\right) \right] \quad (2.1.25)$$

De esta manera, se pueden obtener las temperaturas de salida y de absorbedor:

$$T_{out} = \frac{A_{abs}F_R[G(\tau_g \alpha_{abs}) - U_L(T_{in} - T_a)]}{\dot{m}c_p} + T_{in} \quad (2.1.26)$$

$$T_{abs} = T_{in} + \frac{\dot{Q}}{A_{abs}F_R U_L} (1 - F_R) \quad (2.1.27)$$

2.1.4.8 Correlaciones para la transferencia de calor en tubo

La transferencia de calor se estudia principalmente a partir del número de Nusselt y éste depende de una serie de números adimensionales según el tipo de flujo. Destacan el número de Prandtl, el de Reynolds, el de Rayleigh y la distancia adimensional.

El número de Nusselt expresa la relación entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si sólo existiese conducción. Es función del coeficiente de transferencia de calor del fluido h_f , en W/m²K; el diámetro del tubo D_i , en m; y de la conductividad térmica del fluido k_f , en W/mK.

$$Nu = \frac{h_f D_i}{k_f} \quad (2.1.28)$$

El número de Prandtl depende exclusivamente de las propiedades físicas del fluido, siendo μ la viscosidad dinámica del fluido, en kg/sm; c_p el calor específico del fluido, en J/kgK; y k_f la conductividad térmica del fluido en las paredes, en W/mK. Relaciona la velocidad de difusión viscosa y la velocidad de difusión térmica.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k_f} \quad (2.1.29)$$

El número de Reynolds representa la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas. Es función de la viscosidad dinámica μ , en kg/sm; el flujo másico del fluido \dot{m} , en kg/s; y el diámetro interior del tubo D_i , en m.

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i \mu} \quad (2.1.30)$$

El número de Rayleigh indica si la transferencia de calor tiene lugar por conducción o convección, en función de si se supera un valor umbral.

$$Ra = \frac{g \rho^2 c_p \beta D^4 q''}{\mu k^2} \quad (2.1.31)$$

La distancia adimensional x^* de una sección z con respecto al inicio de la zona de ensayo térmico, se emplea para observar los efectos de la región de entrada. Se caracteriza por la expresión:

$$x^* = \frac{z}{d} \frac{1}{RePr} \quad (2.1.32)$$

En régimen laminar la transmisión de calor puede estar determinada por los efectos de flotación debidos a gradientes térmicos en el fluido. Esto tiene como efecto la creación de corrientes secundarias en el fluido que benefician la transmisión de calor en un proceso de calentamiento (que más tarde se analizarán). Para evaluar en qué medida la transmisión de calor está influenciada por la convección natural, se cuenta con el número de Richardson $Ri = Gr/Re^2$ que se trata del ratio entre las fuerzas de flotación (evaluadas por el número de Grashof Gr), y las fuerzas convectivas evaluadas por el número de Reynolds. Las correlaciones para Nusselt se discutirán más adelante.

2.2 Convección forzada en tubos y conductos

En este capítulo se estudiará la convección forzada en conductos, realizando un breve análisis sobre su fundamento teórico, así como de los factores de los que depende la transferencia de calor cuando existe este fenómeno. Posteriormente se propondrán las ecuaciones que definen el comportamiento térmico e hidráulico de la convección forzada en función del régimen de flujo existente. Por último se introducirá el concepto de la transferencia de calor mejorada, en la cual se hará hincapié en un capítulo posterior.

2.2.1 Introducción a la convección forzada y factores de estudio

El proceso de la transferencia de calor por convección cuando el fluido es conducido a través de un gradiente de presión es conocido como convección forzada. Para ello, el flujo de fluido se hace circular por tubos y conductos con una sección transversal determinada, dando lugar al crecimiento y desarrollo de capas límite en los mismos. En la mayoría de fluidos, determinando el diámetro hidráulico del conducto, es posible obtener representaciones de la capa límite del flujo y representaciones adimensionales respecto las pérdidas por fricción y el coeficiente de transferencia de calor.

El diseño, dimensionado y análisis de intercambiadores de calor requiere un conocimiento del coeficiente de la transferencia de calor entre la pared del conducto y el fluido de su interior, por lo que se convierte en una condición *sine qua non* para su fabricación. Una vez conocido, para una geometría y condiciones de flujo dadas, la transferencia de calor para una diferencia de temperatura dada es:

$$q_c = \bar{h}_c A (T_p - T_f) \quad (2.2.1)$$

Sin embargo, mientras que el fluido avanza por el conducto, su temperatura varía a lo largo del mismo. Por lo tanto, la temperatura del fluido debe ser definida con rigor y precisión, a fin de caracterizar correctamente la transferencia de calor.

El coeficiente de transferencia de calor h_c se puede obtener a partir del número de Nusselt Nu y el diámetro hidráulico D_H . Este último se obtiene a partir de la expresión:

$$D_H = 4 \frac{\text{Área transversal del flujo}}{\text{Perímetro mojado}} \quad (2.2.2)$$

mientras que Nu se obtiene generalmente mediante resultados experimentales, siguiendo la forma:

$$Nu = \phi(Re)\psi(Pr) \quad (2.2.3)$$

2.2.1.1 Temperatura de referencia del fluido

El valor numérico de h_c depende de la temperatura de referencia del fluido. Ya se ha indicado que la temperatura del fluido varía en la dirección del gasto másico \dot{m} y en la dirección del

flujo de calor. Por lo tanto, para una sección transversal del conducto, se puede tomar como temperatura de referencia la del fluido en el centro del mismo.

Debido a la dificultad de su medida experimental, se emplea la temperatura media del volumen fluido, T_b , siendo la temperatura media del fluido en una sección transversal. De esta manera, el balance de calor en estado estacionario, consiste en la medida directa de la transferencia de calor entre dos secciones del conducto:

$$q_c = \dot{m}c_p\Delta T_b \quad (2.2.4)$$

2.2.1.2 Efecto del número de Reynolds en la transferencia de calor y caída de presión

Como se observa en la Ecuación (2.2.3), h depende principalmente de las condiciones del flujo, caracterizadas a través de Re .

En caso de que los efectos de entrada no sean importantes, en función de Re :

- $Re < 2100$: flujo laminar. No existe mezcla de partículas fluidas por la aparición de remolinos, por lo que la transferencia de calor tiene lugar por conducción, siendo el coeficiente de transferencia de calor muy pequeño.
- $2100 \leq Re < 10000$: flujo transitorio. Tiene lugar la mezcla desde el fluido caliente al frío, causada por la aparición de remolinos. Esto provoca un incremento notable en el coeficiente de transferencia de calor, aumentado a gran velocidad.
- $Re > 10000$: flujo turbulento. En este caso, la turbulencia provoca que la transferencia de calor siga aumentando, aunque el ratio de crecimiento no es tan elevado como en el flujo transitorio.

La explicación de este fenómeno puede realizarse a través de la Figura 11. En la misma se observa que el flujo es totalmente turbulento, a excepción de una fina capa límite adyacente a la pared. Los remolinos provocados por la turbulencia son expulsados de la capa límite debido a las fuerzas viscosas predominantes cerca de la superficie del tubo, teniendo lugar en esta capa una transferencia de calor por conducción. Las flechas circulares representan los remolinos que pasan por el borde de la capa, probablemente penetrándola, y tomando el fluido a la temperatura de la capa, mezclando estas partículas fluidas, transmitiendo calor entre la capa viscosa y el volumen turbulento del fluido.

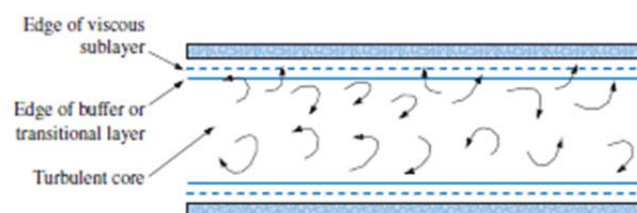


Figura 11: Estructura del flujo para un fluido en flujo turbulento en un tubo. De [20].

Por lo tanto, la resistencia térmica de la capa viscosa es responsable directa de la transferencia de calor entre la superficie del conducto y el fluido. Por otro lado, el flujo turbulento ofrece poca resistencia al flujo de calor, por lo que para aumentar el coeficiente de transferencia de calor es necesario disminuir la resistencia térmica de la capa viscosa.

Esto se logra aumentando la turbulencia del flujo principal, dando lugar a que los remolinos penetren más profundamente en la capa viscosa. Sin embargo, esto provoca un aumento en la caída de presión por fricción, debiendo buscarse un compromiso entre ambos extremos.

2.2.1.3 Efecto del número de Prandtl

El número de Prandtl depende exclusivamente de las propiedades del fluido, relacionando la difusividad viscosa y térmica del fluido. Pueden darse los casos:

- $Pr = 1$: los perfiles de velocidad y temperatura son idénticos, por lo que los espesores de sus capas límite son iguales.
- $Pr < 1$: el gradiente de temperatura cerca de una superficie es menos pronunciado que el de velocidades, por lo que el espesor de la capa límite del perfil de velocidad es menor que el de la capa límite térmica.
- $Pr > 1$: el gradiente de temperatura cerca de una superficie es más pronunciado que el de velocidades, por lo que el espesor de la capa límite del perfil de velocidad es mayor que el de la capa límite térmica.

Por otro lado, para un valor de Reynolds dado, el gradiente de temperaturas en la pared es más pronunciado a mayor número de Prandtl, por lo que sucede lo mismo con el valor de Nusselt.

2.2.1.4 Efectos de entrada

Cuando el fluido entra en un conducto con una velocidad uniforme, las partículas adyacentes a la pared del tubo tienden a situarse junto a la misma. Esto provoca que a cierta distancia de la entrada tenga lugar la aparición de una capa laminar límite a lo largo de la pared, de forma que al aumentar la turbulencia del flujo, esta capa también se vuelva turbulenta. Esta capa incrementará su espesor hasta ocupar el conducto entero. En este punto, el perfil de velocidades permanece sin cambios.

El desarrollo de la capa límite térmica es similar a la de la capa límite hidrodinámica. Al igual que la capa hidrodinámica, la capa térmica aumenta su espesor hasta que el calor es transferido entre el conducto y el centro del fluido. El perfil de temperaturas permanece prácticamente constante cuando el perfil de velocidades está completamente desarrollado.

La forma final de los perfiles de velocidad y temperatura depende del tipo de flujo completamente desarrollado (laminar o turbulento).

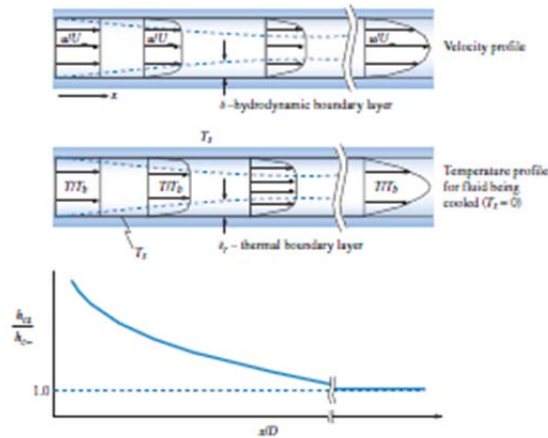


Figura 12: Distribución de velocidades, perfil de temperaturas y variación del coeficiente de transferencia de calor cerca de la entrada de un tubo en el que se enfría aire, en régimen laminar, con T_s uniforme. De [20].

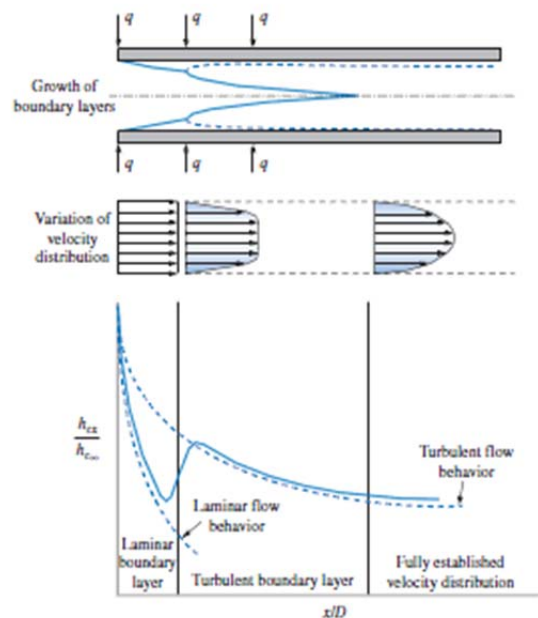


Figura 13: Distribución de velocidad y variación del coeficiente de transferencia de calor cerca de la entrada de un tubo con calor uniforme, para un fluido en flujo turbulento. De [20].

Si la entrada posee canto, el desarrollo inicial de las capas límite hidrodinámica y térmica es similar al que tiene lugar en el caso de flujo a lo largo de una placa plana. El coeficiente de transferencia de calor es mayor a la entrada del conducto y decrece a lo largo del mismo, hasta que tiene lugar la estabilización de los perfiles de velocidad y temperatura del flujo, como se observa en la Figura 12 y la Figura 13.

Para flujo laminar, los perfiles de velocidades y de temperatura alcanzan su forma completamente desarrollada a la distancia recorrida obtenida de las Ecuaciones (2.2.5) y (2.2.6), respectivamente.

$$\left(\frac{x}{D}\right)_{lam} = 0.05 Re_D \quad (2.2.5)$$

$$\left(\frac{x}{D}\right)_{lam,T} = 0,05 Re_D Pr \quad (2.2.6)$$

Para flujo turbulento, los efectos de entrada desaparecen a una distancia de $10 \sim 20 D$.

2.2.1.5 Variación de las propiedades físicas

La variación de las propiedades físicas a causa de la temperatura influye considerablemente en los fenómenos estudiados. Para el caso de los líquidos, la viscosidad es la propiedad más relevante, mientras que para los gases influyen la conductividad térmica, densidad, etc. En cualquier caso, el valor de Re depende de la localización donde se evalúen estas propiedades físicas. Por ello se emplea el valor de Re basado en la T_b , parámetro significativo en la descripción de las condiciones del flujo.

2.2.1.6 Condiciones térmicas de contorno

Para aquellos fluidos que cumplen $Pr < 1$, el coeficiente de transferencia de calor depende de las condiciones térmicas de contorno. Para las mismas condiciones geométricas, y de Re y Pr del mismo valor, el coeficiente h_c para un caso de temperatura uniforme en la pared difiere del obtenido en caso de una entrada constante de calor.

2.2.1.7 Precisión en predicción de calores de los coeficientes de transferencia de calor

Al tratarse de ecuaciones obtenidas empíricamente, es importante recordar que los valores predichos en estas correlaciones no son exactos, viniendo indicado en la correlación el ajuste con respecto los datos experimentales.

2.2.2 Análisis de convección forzada en flujo laminar

En esta sección, se estudiará la transferencia de calor en convección forzada, en caso de existir un flujo de calor uniforme en las paredes del conducto, así como el caso de una temperatura de pared uniforme.

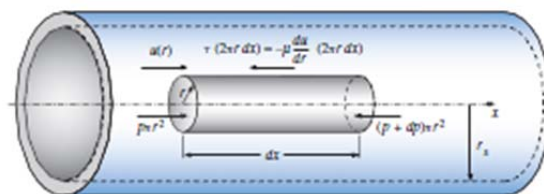


Figura 14: Balance de fuerzas en un elemento fluido dentro de un tubo de radio r_s . De [20].

En primer lugar, se estudia el flujo del fluido, sin tener en cuenta la transferencia de calor, para posteriormente introducir el balance energético para cada uno de los casos de estudio.

Partiendo de la Figura 14, realizando un balance entre las fuerzas de presión y las viscosas, tomando como condiciones de contorno $u=0$ en $r=r_s$:

$$\pi r^2[p - (p + dp)] = \tau 2\pi r dr = -\left(\mu \frac{du}{dr}\right) 2\pi r dr \quad (2.2.7)$$

$$du = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{dp}{dx}\right) r dr \quad (2.2.8)$$

$$u(r) = \frac{r^2 - r_s^2}{4\mu} \frac{dp}{dx} \quad (2.2.9)$$

$$\frac{u(r)}{u_{m\acute{a}x}} = 1 - \left(\frac{r}{r_s}\right)^2 \quad (2.2.10)$$

La pérdida de carga a lo largo del tubo de longitud L es de la forma:

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{\rho \bar{U}^2}{2g} \quad (2.2.11)$$

$$\dot{m} = \rho \int_0^{r_s} u 2\pi r dr = \frac{\Delta p \pi \rho}{2L\mu} \int_0^{r_s} (r^2 - r_s^2) r dr = -\frac{\Delta p \pi r_s^4 \rho}{8L\mu} \quad (2.2.12)$$

$$\bar{U} = \frac{\dot{m}}{\rho \pi r_s^2} \quad (2.2.13)$$

por lo que:

$$\Delta p = \frac{64}{Re_D} \frac{L}{D} \frac{\rho U^2}{2g} \quad (2.2.14)$$

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (2.2.15)$$

Y la potencia de bombeo:

$$P_p = \frac{\Delta p \dot{Q}}{\eta_p} \quad (2.2.16)$$

2.2.2.1 Transferencia de calor mediante flujo de calor uniforme

Para el estudio de la misma se empleará el volumen de control de la Figura 16.

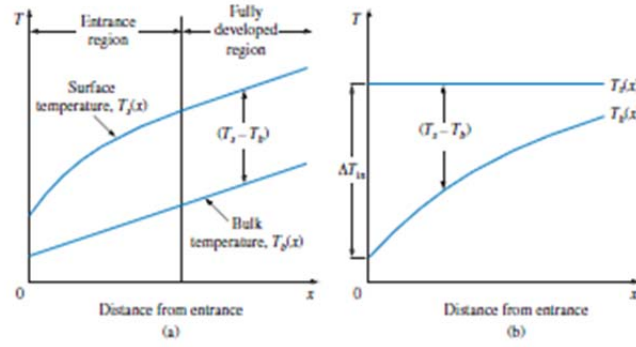


Figura 15: Variación de T_b con flujo de calor uniforme (a) y con T_s constante (b). De [20]

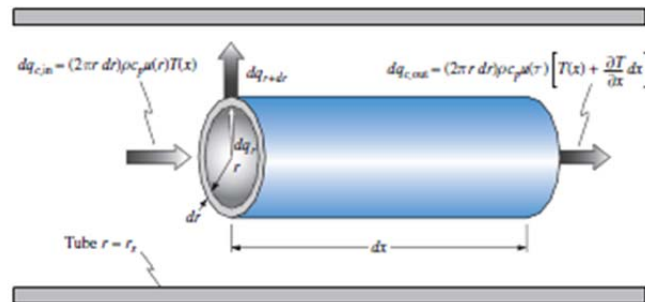


Figura 16: Volumen de control para el análisis energético en flujo de un tubo. De [20]

En flujo laminar, el calor es transferido en la dirección radial por conducción, mientras que en la dirección axial se transfiere por convección.

La transferencia de calor por conducción en el elemento fluido es:

$$dq_{k,r} = -k 2\pi r \frac{\partial T}{\partial r} dx \quad (2.2.17)$$

mientras que fuera del mismo es de la forma:

$$dq_{k,r+dr} = -k 2\pi (r + dr) dx \left[\frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} dr \right] \quad (2.2.18)$$

La transferencia de calor por convección fuera del elemento es:

$$dq_c = 2\pi r dr \rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} dx \quad (2.2.19)$$

Realizando un balance energético neto, que relacione la transferencia de calor por conducción global, y la transferencia por convección:

$$dq_{k,r+dr} - dq_{k,r} = dq_c \quad (2.2.20)$$

$$k \left(\frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) dx dr = r \rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} dx dr \quad (2.2.21)$$

despreciando los términos de segundo orden y reordenando los términos:

$$\frac{1}{ur} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{\rho c_p}{k} \frac{\partial T}{\partial r} \quad (2.2.22)$$

Debido a que el flujo de calor sobre la superficie es uniforme, la temperatura del fluido aumenta linealmente en la dirección axial, $\partial T / \partial x = C$, por lo que la Ecuación (2.2.22) pasa a ser una EDO con r como la única coordenada espacial.

Las condiciones de contorno para la Ecuación (2.2.22) son

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad r = 0 \quad (2.2.23)$$

$$\left| k \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_s} = q_s'' \quad r = r_s \quad (2.2.24)$$

Sustituyendo el perfil de velocidades de la Ecuación (2.2.11) en la (2.2.22), e integrando por dos veces con respecto r , y empleando las condiciones de contorno anteriores, se obtiene la distribución de temperaturas:

$$T - T_c = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial x} \frac{u_{m\acute{a}x} r_s^2}{4} \left[\left(\frac{r}{r_s} \right)^2 - \frac{1}{4} \left(\frac{r}{r_s} \right)^4 \right] \quad (2.2.25)$$

La temperatura T_b se obtiene a partir de la expresión:

$$T_b = \frac{\int_0^{r_s} (\rho u c_p T) 2\pi r dr}{c_p \dot{m}} \quad (2.2.26)$$

Evaluando así $T_b - T_c$, y contrastándolo con la Ecuación (4.25) para $r = r_s$, y sustituyendo en la Ecuación (2.2.1):

$$\overline{h_c} = \frac{q_c}{A(T_s - T_b)} = \frac{k \left(\partial T / \partial r \right)_{r=r_s}}{T_s - T_b} = \frac{24k}{11r_s} = \frac{48k}{11D} \quad (2.2.27)$$

$$\overline{Nu_D} = \frac{\overline{h_c} D}{k} = 4,364 \quad (2.2.28)$$

obteniéndose este valor medio de Nu para el caso de transferencia de calor flujo de calor uniforme, una vez desarrollado el flujo.

2.2.2.2 Temperatura de pared uniforme

En este caso, la Ecuación (2.2.22) ha de resolverse teniendo en cuenta que ahora, la diferencia de temperaturas entre la pared y el fluido varía a lo largo del tubo; además de que $T(x, r_s) = C$. Empleando un proceso iterativo, se llega a obtener otro valor medio de Nu :

$$\overline{Nu_D} = \frac{\overline{h_c} D}{k} = 3,66 \quad (2.2.29)$$

Puesto que la diferencia de temperatura entre la pared y el fluido no es constante, es necesario emplear otros valores de temperatura para evaluar la transferencia de calor. El balance de calor en el conducto es:

$$dq_c = \dot{m}c_p dT_b = q_s'' P dx \quad (2.2.30)$$

donde P es el perímetro de la sección del conducto.

Así, el gradiente de temperaturas es de la forma:

$$\frac{dT_b}{dx} = \frac{q_s'' P}{\dot{m}c_p} = \frac{P}{\dot{m}c_p} h_c (T_s - T_b) \quad (2.2.31)$$

y puesto que $dT_b/dx = d(T_b - T_s)/dx$ en el caso de que $T_s = C$, reordenando variables:

$$\int_{\Delta T_{int}}^{\Delta T_{out}} \frac{d\Delta T}{\Delta T} = -\frac{P}{\dot{m}c_p} \int_0^L h_c dx \quad (2.2.32)$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}}\right) = -\frac{P}{\dot{m}c_p} \bar{h}_c \quad (2.2.33)$$

donde $\Delta T = T_s - T_b$ y los subíndices *in* y *out* se refieren a dicha diferencia en la entrada y salida del conducto. El coeficiente de transferencia de calor promedio es:

$$\bar{h}_c = \frac{1}{L} \int_0^L h_c dx \quad (2.2.34)$$

Puesto que $T_s = C$, la transferencia de calor por convección en el tubo se puede expresar como:

$$q_c = \dot{m}c_p [(T_s - T_{b,in}) - (T_s - T_{b,out})] = \dot{m}c_p (\Delta T_{in} - \Delta T_{out}) \quad (2.2.35)$$

$$q_c = \bar{h}_c A_s \left[\frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln(\Delta T_{out}/\Delta T_{in})} \right] \quad (2.2.36)$$

donde $\ln(\Delta T_{out}/\Delta T_{in})$ es la diferencia de temperatura media logarítmica LMTD.

2.2.3 Análisis de convección forzada en flujo turbulento

Para analizar la transferencia de calor en régimen turbulento, es necesario realizar una analogía entre la transferencia de calor y la cantidad de movimiento. Los cálculos realizados a continuación se hacen suponiendo un $Pr=1$, aunque hasta cierto punto es aplicable a todos los tipos de flujo, siendo necesario realizar modificaciones mediante coeficientes de corrección empíricos.

El calor transferido por unidad de área puede ser presentado como:

$$\frac{q_c}{A\rho c_p} = -\left(\frac{k}{\rho c_p} + \varepsilon_H\right) \frac{dT}{dy} \quad (2.2.37)$$

Por otro lado, el esfuerzo cortante causado por las fuerzas viscosas y la cantidad de movimiento transferida es:

$$\frac{\tau}{\rho} = \left(\frac{\mu}{\rho} + \varepsilon_H \right) \frac{du}{dy} \quad (2.2.38)$$

Como se puede observar, q y τ varían con respecto y , de la misma manera. Por tanto, para un régimen turbulento completamente desarrollado, el esfuerzo cortante aumenta linealmente con la coordenada radial r . Así, se tiene que:

$$\frac{\tau}{\tau_s} = \frac{r}{r_s} = 1 - \frac{y}{r_s} \quad (2.2.39)$$

$$\frac{q_c/A}{(q_c/A)_s} = \frac{r}{r_s} = 1 - \frac{y}{r_s} \quad (2.2.40)$$

siendo el subíndice s indicativo de la coordenada en la superficie del conducto.

Así, introduciendo respectivamente, las ecuaciones (2.2.39) y (2.2.40) en (2.2.38) y (2.2.37), se obtiene:

$$\frac{\tau_s}{\rho} \left(1 - \frac{y}{r_s} \right) = \left(\frac{\mu}{\rho} + \varepsilon_H \right) \frac{du}{dy} \quad (2.2.41)$$

$$\frac{q_{c,s}}{A\rho c_p} \left(1 - \frac{y}{r_s} \right) = - \left(\frac{k}{\rho c_p} + \varepsilon_H \right) \frac{dT}{dy} \quad (2.2.42)$$

Si $\varepsilon_M = \varepsilon_H$, las partes de la derecha de las ecuaciones anteriores, y si la difusividad de la cantidad de movimiento iguala a la difusividad calorífica, $Pr=1$, y relacionando ambas expresiones:

$$\frac{q_{c,s}}{A\rho c_p \tau_s} du = -dT \quad (2.2.43)$$

E integrando entre la pared del tubo ($u = 0, T = T_s$) y el volumen fluido ($u = \bar{U}, T = T_b$):

$$\frac{q_c \bar{U}}{A\rho c_p \tau_s} = T_s - T_b \quad (2.2.44)$$

y reescribiendo:

$$\frac{\tau_s}{\rho \bar{U}^2} = \frac{q_s}{A_s(T_s - T_b)} \frac{1}{c_p \rho \bar{U}} = \frac{\bar{h}_c}{c_p \rho \bar{U}} \quad (2.2.45)$$

Multiplicando numerador y denominador de la parte derecha de la Ecuación (2.2.45), y reagrupando términos:

$$\frac{\bar{h}_c}{c_p \rho \bar{U}} \frac{D_H \mu k}{D_H \mu k} = \left(\frac{\bar{h}_c D_H}{k} \right) \left(\frac{k}{c_p \mu} \right) \left(\frac{\mu}{\bar{U} D_H \rho} \right) = \left(\frac{\bar{Nu}}{Re Pr} \right) = \bar{St} \quad (2.2.46)$$

Para la parte izquierda, empleando las Ecuaciones (2.2.12) y:

$$C_f = \frac{\tau_s}{\rho \bar{U}^2 / 2 g_c} \quad (2.2.47)$$

se tiene que

$$\tau_s = f \frac{\rho \bar{U}^2}{8} \quad (2.2.48)$$

y modificando la Ecuación _ :

$$\bar{St} = \frac{\bar{Nu}}{Re Pr} = \frac{f}{8} \quad (2.2.49)$$

siendo ésta la *analogía de Reynolds* para fluidos con $Pr \approx 1$.

Siguiendo con esta suposición, y empleando la expresión empírica:

$$f = 0,184 Re_D^{-0,2} \quad (2.2.50)$$

en la Ecuación (2.2.49) :

$$\bar{St} = 0,023 Re_D^{-0,2} \quad (2.2.51)$$

y siendo $Pr=1$:

$$\bar{Nu} = 0,023 Re_D^{-0,2} \quad (2.2.52)$$

se cumple que:

$$\bar{h}_c = 0,023 \bar{U}^{0,8} D^{-0,2} k \left(\frac{\mu}{\rho} \right)^{0,8} \quad (2.2.53)$$

De esta expresión se deduce que emplear tubos de pequeño diámetro y altas velocidades dan lugar a coeficientes de transferencia de calor elevados, aunque esto conduce a una potencia de bombeo requerida elevada. Es por lo tanto crucial el obtener un punto óptimo entre ambos criterios.

2.2.4 Convección forzada mejorada

La necesidad de aumentar la eficacia y eficiencia de los intercambiadores de calor ha dado lugar a la aparición de técnicas de mejora de la transferencia de mejor, divididas en técnicas pasivas y activas.

El objetivo de la convección forzada es incrementar la potencia calorífica q_c :

$$q_c = h_c A \Delta T \quad (2.2.54)$$

Para una ΔT fija, se puede aumentar q_c si lo hacen h_c o A ; aunque esto produce un aumento de pérdidas por fricción.

Para tal objetivo, se han diseñado diversas técnicas, entre ellas la modificación de la geometría o superficie de intercambio, el empleo de elementos insertados.

En capítulos posteriores se hará referencia a alguna de estas técnicas de mejora.

2.3 Convección mixta

En este documento se realizará una breve introducción al concepto de convección mixta, situación habitual en los colectores solares planos.

2.3.1 Efectos de flotación

En tubos horizontales, la dirección de la corriente de convección es transversal al vector de la aceleración gravitatoria. En procesos de calentamiento, tiene lugar la aparición de un gradiente de densidad causado por la mayor temperatura en el exterior del tubo. Esto provoca que el fluido en contacto con la pared ascienda por la pared del tubo hasta la generatriz superior del mismo, debido a que este fluido está más caliente que el que se encuentra en el interior del tubo. Al producirse este fenómeno simétricamente, el fluido alojado en la parte superior se desplaza hacia la generatriz inferior del tubo, por la parte central del mismo. Puesto que, además de esta circulación de fluido, éste se desplaza a lo largo del tubo, la superposición de ambos flujos determina una trayectoria en espiral a lo largo del tubo, como se indica en la Figura 17.

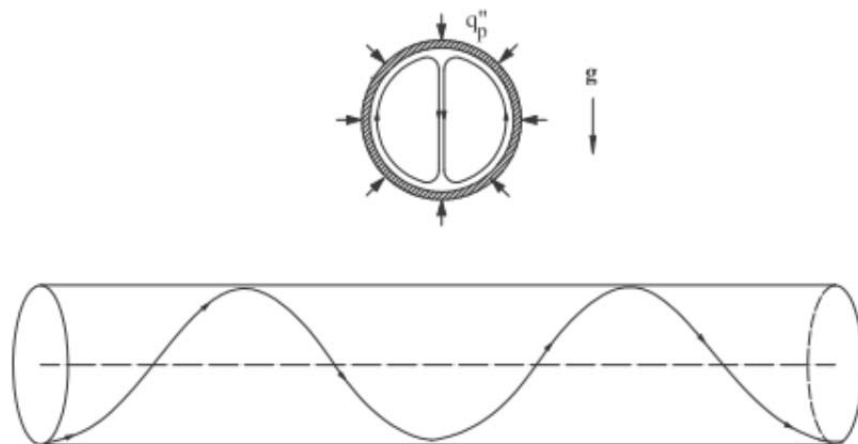


Figura 17: Perfiles de flujo en convección mixta: recirculaciones simétricas en una sección transversal; y trayectoria en espiral a lo largo del tubo.

Debido a estas corrientes, el coeficiente de transmisión de calor en la parte inferior del tubo es mayor que en la parte superior, por lo que además de variar a lo largo del tubo, sección a sección, varía dentro de cada una de las secciones. Se puede estimar de esta forma promediado en una sección concreta:

$$\text{---} \quad (2.3.1)$$

siendo para el caso de calor uniforme:

$$\text{---} \quad (2.3.2)$$

Al igual que en convección forzada, en convección mixta la condición de contorno térmica influye en gran medida en la transmisión de calor. Con una condición de flujo de calor

constante, una vez desarrollado térmicamente el flujo, la diferencia de temperatura entre pared y fluido es constante, por lo que los efectos de convección serán constantes en todo el tubo. En caso de temperatura de pared constante, el flujo secundario desaparecerá a medida que la temperatura del fluido se aproxima a la de la pared.

2.3.2 Descripción matemática

Como se ha observado, en cualquier fenómeno de transferencia de calor se producen cambios en la densidad en el fluido, y si existe convección natural, aparecen las corrientes internas indicadas anteriormente dentro del tubo a lo largo de la pared. En el caso de que los efectos de la convección forzada sean elevados, estas circulaciones naturales pueden ser despreciables; y de igual manera, si el fenómeno de convección natural es muy elevado, los efectos de la convección forzada no se tienen en cuenta. Por tanto, es necesario determinar cuándo predomina un tipo de convección sobre otro, y cuándo poseen el mismo orden de magnitud.

Para obtener una indicación de la magnitud relativa de los efectos de la convección natural y forzada, se empleará la ecuación de Navier-Stokes, incluyendo en la misma los efectos de la convección natural:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g\beta(T - t_{\infty}) \quad (2.3.3)$$

donde, empleando

$$X = x/L, Y = y/L, \theta = (T - T_{\infty})/(T_0 - T_{\infty}), P = (p - p_{\infty})/(\rho U_{\infty}^2/2g), U = u/U_{\infty} \text{ y } V = v/U_{\infty}:$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial X} + \left(\frac{\mu}{\rho U_{\infty} L} \right) \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \left[\frac{g\beta L^3 (T_0 - T_{\infty})}{v^2} \right] \frac{v^2}{U_{\infty}^2 L^2} \theta \quad (2.3.4)$$

Cerca de la superficie, en la capa límite, el lado izquierdo de la ecuación es del orden de la unidad, mientras que los dos primeros términos de la derecha también son del mismo orden. De esta forma, los efectos de flotación influenciarán al perfil de velocidades, de la cual depende a su vez la distribución de temperaturas si $\theta \cong 1$; y en ese caso se tiene la expresión:

$$\frac{g\beta L^3 (T_0 - T_{\infty})}{(U_{\infty} L/v)^2} = \frac{Gr_L}{Re_L^2} \cong 1 \quad (2.3.5)$$

La relación $\frac{Gr_L}{Re_L^2}$, conocida como el número de Richardson Ri, indica la importancia relativa de los efectos de flotación frente a los efectos de convección forzada. Si es mucho menor que la unidad, entonces se tiene un problema de convección forzada pura. Para valores mucho mayores que la unidad, los términos de flotación son dominantes y se tiene un problema de convección natural pura o convección libre. Entre estos dos límites, el problema es de convección mixta, donde los efectos de convección natural y forzada tienen una magnitud semejante. De esta forma, no se puede despreciar el efecto de la convección forzada en un proceso de convección natural y viceversa.

2.3.2.1 Parámetros adimensionales

Los parámetros adimensionales a tener en cuenta en convección mixta son:

- Grashof
- Reynolds
- Prandtl
- Eckert

Como se ha podido observar en el apartado anterior, el número de Grashof, combinado con el de Reynolds, es importante a la hora de conocer la importancia de la convección natural o forzada. Su expresión varía según la condición de contorno aplicada. Así:

$$\text{Flujo calor uniforme } Gr_q = \frac{g\beta d^4 q''}{v^2 k} \quad (2.3.6)$$

$$\text{Temperatura de pared uniforme } Gr_T = \frac{g\beta d^3 (T_s - T_f)}{v^2} \quad (2.3.7)$$

Por otro lado, el número de Eckert sólo es importante en fluidos con alta velocidad y es por ello despreciable en flujos laminares, donde las velocidades son normalmente bajas. Por tanto el término viscoso de disipación de energía se puede despreciar normalmente. Puesto que Nu es el coeficiente de transferencia de calor adimensionalizado, fácilmente se deduce que depende de los parámetros de movimiento, posición y geometría del fluido:

$$Nu_x = Nu_x(Re, Pr, Gr, x^*) \quad (2.3.8)$$

donde x^* es la distancia adimensional:

$$x^* = \frac{x}{d} \frac{1}{RePr} \quad (2.3.9)$$

2.3.2.2 Correlaciones de convección mixta para flujo de calor uniforme

Dentro de las distintas correlaciones para obtener el valor de Nusselt local en caso de flujo de calor uniforme en tubo liso, se encuentra la de Petukhov y Polyakov. Esta correlación tiene en cuenta tanto el efecto de la convección forzada como el de la convección natural. Para una sección dada:

$$\overline{Nu}_z = Nu_{z,cf} \left[1 + \left(\frac{Ra_q}{B} \right)^4 \right]^{0,045} \quad (2.3.10)$$

$$Nu_{z,cf} = 4,36 + 1,31(x^*)^{-1/3} \exp(-13\sqrt{x^*}) \quad (2.3.11)$$

$$B = \begin{cases} 5 \cdot 10^3 (x^*)^{-1} & \text{si } x^* < 1,7 \cdot 10^{-3} \\ 1,8 \cdot 10^4 + 55(x^*)^{-1,7} & \text{si } x^* > 1,7 \cdot 10^{-3} \end{cases} \quad (2.3.12)$$

2.3.3 Convección mixta en la práctica

Cabe destacar que, cuando las fuerzas de flotación poseen la misma dirección que las fuerzas externas, tales como las fuerzas gravitacionales en flujo ascendente, se incrementa la transferencia de calor. De igual forma, cuando se encuentran en direcciones contrarias, se reduce la transferencia de calor.

En la Figura 18 se recoge gráficamente dicha relación, incluyendo el parámetro $GrPr \frac{D}{L}$. En la zona sombreada oscura dentro de la zona de convección mixta, la contribución de la convección natural es inferior al 10%; y en la zona más clara es la forzada la que es inferior al 10 %. En la zona no sombreada, la convección natural y forzada están en el mismo orden de magnitud.

En la práctica, los efectos de la convección natural en flujo turbulento son insignificantes. En el caso de duda ante el tipo de convección presente en el flujo, el coeficiente de transferencia de calor se obtiene a partir del valor de cada uno de los modelos de convección, tomando como referencia el de valor más elevado. La precisión de esta estimación es del 25 %.

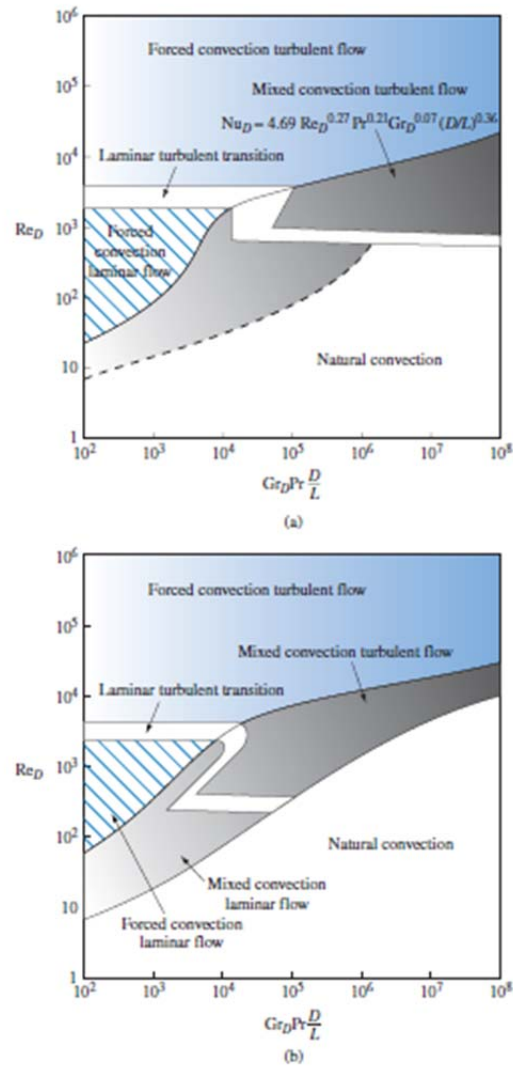


Figura 18: Convección forzada, natural y mixta para flujo en tubos horizontales (a) y verticales (b). De [20]

2.4 Transferencia de calor mejorada en colectores solares

2.4.1 Introducción

El estudio de la transferencia de calor mejorada se denomina en la literatura anglosajona *heat transfer enhancement, augmentation o intensification*. En general, esto significa incrementar el coeficiente de transferencia de calor teniendo presente el posible aumento de la pérdida de presión y la potencia de bombeo. La ecuación básica para el calor transferido se escribe como sigue:

$$\dot{q} = \bar{h}A\Delta T_m \quad (2.4.1)$$

donde \dot{q} es el calor total intercambiado, \bar{h} el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de intercambio y ΔT_m es la diferencia de temperatura logarítmica media entre los dos fluidos implicados. Es ya clásica la cita de Bergles [1997], que define la finalidad de la transferencia de calor mejorada como el deseo de estimular o acomodar flujos altos de calor. Así, se busca aumentar el coeficiente de transferencia \bar{h} de la ecuación_ para conseguir alguno de estos objetivos:

- Obtención de elevados flujos de calor.
- Reducción del tamaño de los equipos.
- Aumento de la eficiencia del proceso.

La mejora de la transferencia de calor se considera hoy en día como una rama más de la transmisión de calor. Se basa en diversas disciplinas, como pueden ser la mecánica de fluidos y la transmisión de calor: el estudio del problema se realiza mediante la mecánica de fluidos, y el interés de dicho estudio es la mejora de la transmisión de calor.

No obstante, el empleo de las técnicas de mejora lleva asociada una penalización debida a las pérdidas por fricción intrínsecas a las mismas. Por tanto, para obtener una mejora no sólo en la transferencia de calor, sino global en el sistema, ha de optimizarse el empleo de las técnicas para hallar una situación intermedia entre la maximización del calor obtenido y las pérdidas por fricción.

2.4.2 Técnicas de mejora de transferencia de calor

Existen diversos métodos de mejora, divididos en dos grandes grupos:

- Técnicas activas: aquellas en las que se requiere una potencia adicional externa a la del movimiento del fluido.
- Técnicas pasivas: aquellas en las que no se requiere una potencia adicional externa a la del movimiento del fluido.

Decidir la conveniencia de utilizar o no una técnica de mejora es una decisión compleja porque intervienen muchos factores en la toma de decisión. Existen multitud de soluciones para mejorar la transferencia de calor, sin embargo, la ventaja energética derivada de utilizar una técnica concreta debe ponderarse respecto al posible incremento de coste y al beneficio

económico previsto durante el funcionamiento en planta. Normalmente, el factor determinante para usar un intercambiador de calor mejorado va a ser su coste, tanto de fabricación como de instalación.

La mayoría de técnicas de mejora son pasivas, consisten en modificaciones de las superficies de intercambio, ya sea de los conductos de fluido o mediante adición de partículas sólidas, o mediante inserción de dispositivos. También es posible emplear más de una técnica a la vez, de forma que la mejora obtenida sea mayor que la obtenida empleándolas de forma individual.

Puede afirmarse que las técnicas de mejora económicamente viables son las superficies rugosas y los dispositivos insertados en los tubos.

Entre los tubos con rugosidad integral destacan aquellos en los que la rugosidad se forma por deformación en frío de la pared de un tubo liso. Están indicados principalmente para flujo turbulento al perturbar la subcapa límite térmica cercana a la pared. Se usan en multitud de aplicaciones prácticas tanto en flujo monofásico como bifásico, incluyendo evaporadores inundados y condensadores de sistemas de refrigeración e intercambiadores de calor para procesos de esterilización de fluidos orgánicos. Su facilidad constructiva y su bajo coste ha permitido su comercialización extendida tanto en grandes equipos a medida como fabricados en serie y ofertados en catálogo.



Figura 19: Tubos con rugosidad artificial. De [9].

El grupo de los dispositivos insertados comprende elementos de diversa geometría que se insertan en un tubo liso. Los elementos insertados representan una aproximación temprana a la mejora de la transferencia de calor en el lado tubo, que permite el uso de un tubo liso.

En el flujo laminar en un tubo liso, las partículas fluidas siguen líneas longitudinales, únicamente existe intercambio de energía por transporte molecular, y la resistencia térmica ocupa todo el tubo. Para mejorar la transferencia de calor resulta interesante introducir cualquier dispositivo que aumente el transporte de masa, cantidad de movimiento y energía entre la región de la capa límite y el grueso del flujo. El uso de elementos insertados está indicado ya que éstos mezclan el grueso del flujo. En cualquier caso, debe tenerse en cuenta que estos elementos tienen como mayor desventaja los aumentos considerables de pérdida de presión que producen.

Existe un amplio catálogo de elementos insertados, pero entre los diferentes dispositivos insertados los más empleados son: las láminas en espiral, los muelles rígidos y los mallados de alambre. Estos últimos se han probado efectivos en el tratamiento de fluidos muy viscosos, pero tienen problemas de ensuciamiento. Las láminas en espiral y los muelles rígidos, aparecen como competidores directos. Las láminas en espiral han sido estudiadas ampliamente hasta la fecha, y existen correlaciones de diseño para las regiones laminar, de transición y turbulenta. El alto grado de conocimiento de estos dispositivos ha hecho de las láminas en espiral el dispositivo insertado estándar. No obstante, esto no significa que sean el mejor dispositivo, tal y como apunta Webb y Kim [2005]. El uso de muelles rígidos está muy poco extendido, sobre todo en régimen laminar. Pese a que estos elementos potencialmente tienen interés en régimen laminar, se han realizado muy pocos estudios hasta la fecha, y los que hay son francamente deficientes. La transferencia de conocimientos a la industria ha sido prácticamente nula, traduciéndose en un recelo a su uso por simple desconocimiento.

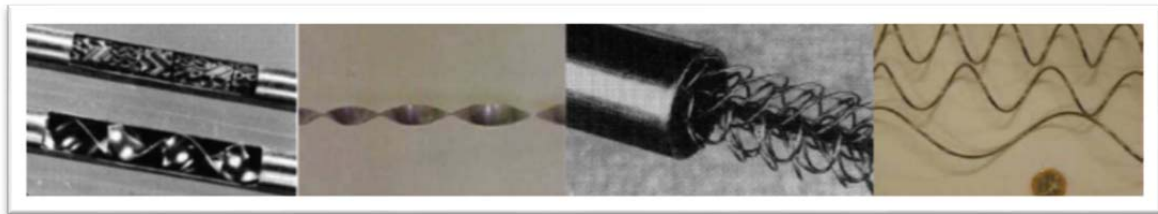


Figura 20: Dispositivos insertados para tubo liso: superficie extendida, lámina en espiral, mallado de alambre y muelles en espiral. De [9].

2.4.2.1 Mejora de la transferencia de calor con muelles rígidos

Un muelle rígido se fabrica abrazando un rollo de alambre de espesor dado a una varilla cilíndrica. Se debe de fabricar con un diámetro exterior ligeramente mayor que el diámetro interior del tubo donde se piensa utilizar, de este modo se asegura que el muelle permanecerá fijo al insertarlo y se evita así la erosión de las paredes interiores del tubo. El muelle insertado en el tubo forma una rugosidad helicoidal definida por el diámetro interior del tubo d , el diámetro de alambre e y el paso de hélice p . Una alternativa de instalación consiste en dejar un huelgo entre el muelle y la pared interior del tubo. Esta última configuración se usa menos, porque es más difícil de instalar y puede presentar problemas de vibraciones y de erosión de la pared del tubo.

El número de estudios experimentales que se han ocupado del comportamiento termohidráulico de los muelles en espiral es mucho menor que los dedicados a otras técnicas de mejora: este hecho lo vienen señalando desde autores como Kumar y Judd [1970] o Sethumadhavan y Rao [1983] hasta Silva et al. [2001], Shoji et al. [2003] o García [2006] más recientemente. La práctica totalidad de los trabajos realizados sobre estos dispositivos son puramente experimentales, en donde se presentan resultados de pérdida de presión adimensionalizados en forma de factor de fricción de Fanning y resultados de transmisión de calor en forma de número de Nusselt. No se han encontrado, al menos en la literatura abierta, modelizaciones numéricas del flujo en muelles.

3 Procedimiento experimental

3.1 Descripción de los elementos de la instalación

La instalación en la que se ha llevado a cabo el estudio de transmisión de calor en colectores solares está situada en el laboratorio de El departamento de Térmica y Fluidos de la Universidad Politécnica de Cartagena.

Se trata de un circuito cerrado y simétrico compuesto por distintos elementos cada uno con una función a desempeñar. En este apartado se trata de hacer una descripción detallada de dichos elementos. Para la descripción de cada elemento se ha considerado que la instalación global se encuentra dividida en cuatro subsistemas según la función de los elementos que los completan. Estos subsistemas son: subsistema instalación hidráulica, subsistema térmico, subsistema instrumentación y subsistema adquisición de datos.

En la Figura 21 se presenta un esquema de la instalación. En ella los números representan los elementos principales que la forman.

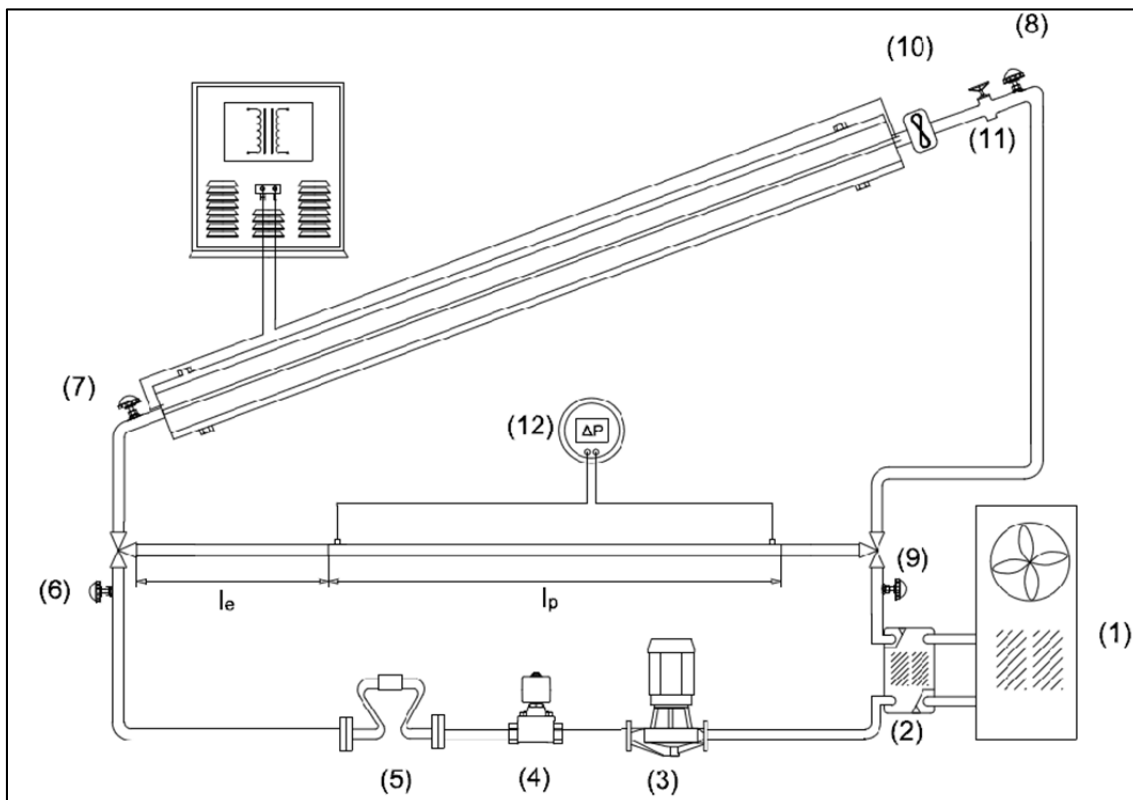


Figura 21: Esquema de la instalación de ensayo donde (1)Máquina frigorífica (2)intercambiador (3)bomba (4)válvula automática (5)caudalímetro de Coriolis (6)Sonda de temp. ambiente (7)Sonda de inmersión PT100 (8) y (9) sonda temperatura ambiente (10)caudalímetro (11)válvulas microrregulación (12)manómetro (13) autotransformador.

3.1.1 Instalación Hidráulica

Las instalaciones hidráulicas tienen como misión transmitir energía por medio de un líquido a presión, basándose en la incompresibilidad del mismo. Los elementos que la componen permiten el transporte y regulación del fluido caloportador a través de los tubos del colector solar.

En el subsistema de la instalación se puede dividir además en tres partes: un grupo de abastecimiento, donde se encontraría la bomba y el depósito; un sistema de mando o regulación formado por las válvulas distribuidoras, válvulas de caudal y reguladores; y un grupo de trabajo al que pertenecerían el intercambiador, la máquina frigorífica y los paneles solares.

3.1.1.1 Intercambiador

Un intercambiador de calor es un equipo de transferencia de calor cuya función es cambiar la entalpía de una corriente. Transfiere calor entre dos o más corrientes de proceso a diferentes temperaturas, que estén separados por una barrera o que se encuentren en contacto. Son parte esencial de los dispositivos de calefacción, refrigeración, acondicionamiento de aire, producción de energía y procesamiento químico.

De acuerdo al proceso de transferencia el intercambiador utilizado es un intercambiador de contacto indirecto, es decir, las corrientes permanecen separadas y la transferencia de calor se realiza a través de una pared divisora, o desde el interior hacia el exterior de la pared de una forma no continua. En el caso que nos ocupa existe una transferencia de calor entre el fluido procedente de la máquina térmica y el procedente de los tubos del colector ya calentado. Se trata de bajar la temperatura de salida del colector para conseguir la temperatura de entrada deseada.

De acuerdo al tipo de construcción se trata de un intercambiador de placas o PHE (Plate Heat Exchanger) que es aquel en el que las dos corrientes de fluido están separadas por placas, que no son más que láminas delgadas rectangulares, en las que se observa un diseño corrugado, formado por un proceso de prensado de precisión. A un lado de cada placa, se localiza una empacadura que bordea todo su perímetro. La unidad completa mantiene unidos a un cierto número de estas placas, sujetas cara a cara en un marco. El canal de flujo es el espacio que se forma gracias a las empacaduras, entre dos placas adyacentes, arreglando el sistema de tal forma, que los fluidos fríos y calientes corren alternadamente por dichos canales, paralelamente al lado más largo. Existen aberturas en las cuatro esquinas de las placas que conjuntamente, con un arreglo apropiado en las empacaduras, dirigen a las dos corrientes en sus canales de flujo.



Figura 22: Intercambiador de calor de placas 2C2 CIPRIANI

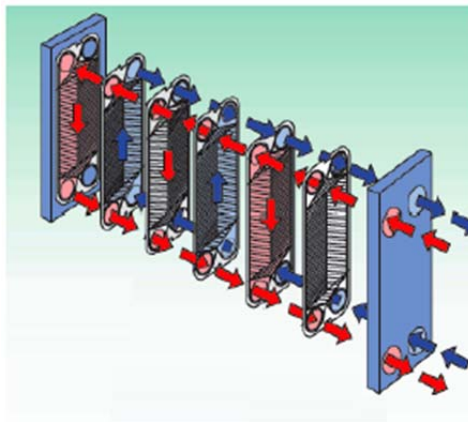


Figura 23: Esquema intercambiador de calor de placas que indica la dirección del flujo caliente y frío

Es un intercambiador de la marca CIPRIANI Scambiatori ESPAÑA, modelo 2C2 que dispone de 40 placas y puede trabajar a un máximo de 150°C y a un mínimo de -40°C. El resto de sus características pueden verse en el anexo correspondiente.

3.1.1.2 Depósito

El depósito sirve de almacenamiento para el fluido requerido por el sistema y dispone de espacio suficiente para que el aire pueda separarse del fluido, permitiendo que los contaminantes se sedimenten. Además, ayuda a disipar el calor generado por el sistema.

El depósito debe ser lo suficientemente grande como para facilitar el enfriamiento y la separación de contaminantes. Como mínimo debe contener todo el fluido que requiere el sistema y mantener un nivel lo suficientemente alto como para que no se produzcan torbellinos en la línea de aspiración de la bomba. En general se utilizan depósitos que tienen 2 o 3 veces la de la bomba en litros/minuto. Por ejemplo si la bomba tiene un caudal 1,5 l/min el depósito que utilizaremos será de 3 ó 4,5 l.

Encargado de llenar y presurizar el circuito de la instalación antes de cada ensayo.



Figura 24: Depósito TRE-30C SUPRA de EDESA

El depósito utilizado es de la marca EDESA modelo TRE-30C SUPRA cuya capacidad es de 30 litros, y cuyas características pueden ser visualizadas en el Anexo .

3.1.1.3 Máquina frigorífica

Una máquina frigorífica es un tipo de máquina térmica generadora que transforma algún tipo de energía, habitualmente mecánica, en energía térmica para obtener y mantener en un recinto una temperatura menor que la temperatura exterior. La energía mecánica necesaria puede ser obtenida previamente a partir de otro tipo de energía, como la energía eléctrica mediante un motor eléctrico. Esta transferencia se realiza mediante un refrigerante, que en distintas partes de la máquina sufre transformaciones de presión, temperatura y fase (líquida o gaseosa); y que es puesto en contacto térmico con los recintos para absorber calor de unas zonas y transferirlo a otras.

Por la instalación que se está tratando, según el ensayo que se lleve a cabo, va a circular agua o propilenglicol30 (mezcla de agua con propilenglicol al 30%), ambos fluidos refrigerantes. El fluido, al pasar por el colector, experimenta un aumento de su temperatura de hasta 40° en las condiciones más extremas de potencia de la manta.. Esta temperatura es necesario disminuirla para que el fluido pueda circular por el resto del recorrido (bomba, válvulas, caudalímetros de efecto Coriolis, etc.) y volver a pasar por el colector con la temperatura de entrada constante que se desea, ya que, como se sabe, el camino que recorre el fluido por la instalación es un camino cerrado. De ahí la utilidad de la enfriadora presente.

La enfriadora se encargará de refrigerar el fluido que llega desde el colector a altas temperaturas para bajar su temperatura hasta los 15°C de temperatura de entrada con la que se ha trabajado en los ensayos.



Figura 25: Máquina frigorífica HRS050-W de SMC

El modelo utilizado es HRS050-W de SMC que admite temperaturas de 5 a 40°C, actuando tanto como refrigerador como evaporador, tiene de 4700 a 5100W de capacidad de enfriamiento y admite de 23 a 28 l/min. El fluido refrigerante que utiliza es agua. Se puede manipular tanto manualmente como por ordenador a través de una tarjeta de relés conectada por un lado al ordenador y por otro a la máquina.

3.1.1.4 Bomba

En las instalaciones hidráulicas, la generación de la presión necesaria para el accionamiento de los diferentes mecanismos la realiza una bomba hidráulica, que efectúa la conversión de la energía mecánica del motor que la acciona en energía hidráulica de presión del líquido que se bombea. Es necesario resaltar que una bomba, cualquiera que sea su tipo, no genera por sí misma presión alguna; ésta se produce en el circuito cuando el fluido encuentra resistencia a su paso.



Figura 26: Bomba TPE de Grundfos

La bomba de la instalación es una bomba vertical en línea de la gama TPE de Grundfos. Es una bomba centrífuga en línea de una sola etapa, con motor estándar y sellos de eje mecánicos. Se trata de una bomba de acoplamiento cerrado, es decir, la bomba y el motor son unidades independientes. Por este motivo, es menos sensible a las impurezas contenidas en el líquido bombeado que las bombas encapsuladas de similares características.

Los motores de la gama TPE llevan incorporado un convertidor de frecuencia, lo que permite utilizar distintos métodos de control, en este caso a través de la aplicación web del Agilent.

Igualmente, el resto de características que presenta este modelo y tipo de bomba se encuentra anexionadas al final de este proyecto.

3.1.1.5 Válvulas automáticas

Podría definirse una válvula como un dispositivo mecánico con el cual se puede iniciar, detener o regular la circulación (paso) de líquidos o gases mediante una pieza movable que abre, cierra u obstruye en forma parcial uno o más orificios o conductos. La válvula incrementa las pérdidas hidráulicas globales en la instalación, lo cual reduce el caudal.

La válvula es uno de los instrumentos de control más esenciales en la industria. Debido a su diseño y materiales, las válvulas pueden abrir y cerrar, conectar y desconectar, regular, modular o aislar una enorme serie de líquidos y gases, desde los más simples hasta los más corrosivos o tóxicos. Sus tamaños van desde unos milímetros hasta los 90m o más de diámetro (aunque en tamaños grandes suelen llamarse compuertas). Pueden trabajar con presiones que van desde el vacío hasta más de 140MPa y temperaturas desde las criogénicas hasta 1100 K. En algunas instalaciones se requiere un sellado absoluto; en otras, las fugas o escurrimientos no tienen importancia.

Dentro de los distintos tipos de válvulas que se encuentran en la industria, las dos válvulas situados a continuación de la bomba en la instalación de ensayo son válvulas de control automática y también de regulación, limitadoras de caudal. En la instalación se accionan manualmente con un cierre de giro, aunque también tiene la opción de ser monitorizada a través de la aplicación web de Agilent. Tienen por tanto la función principal de regular el caudal que se le va a suministrar a los colectores.



Figura 27: Válvula automática AVM105SF132 de SAUTER

El modelo utilizado es el AVM105SF132 fabricado por la empresa SAUTER y trabajan en un rango de temperaturas de -10 a 55°C y con una potencia de entre 2,5 y 5W. Son válvulas de tres vías aunque una de ellas está anulada porque no se precisa su uso. El resto de datos pueden verse en el anexo. (Ver anexo de pfCA)

3.1.1.6 Paneles solares

Un captador solar, también llamado colector solar, es cualquier dispositivo diseñado para recoger la energía radiada por el sol (en el caso que nos ocupa las mantas térmicas hacen las veces de sol) y convertirla en energía térmica. Existen principalmente dos tipos de colectores solares, los captadores de baja temperatura, utilizados fundamentalmente en sistemas domésticos de calefacción y ACS, y los colectores de alta temperatura, conformados mediante espejos, y utilizados generalmente para producir vapor que mueve una turbina que generará energía eléctrica.

Los colectores sobre los que se ha ensayado pertenecen al grupo de baja temperatura, concretamente son los llamados colectores solares planos consistentes en una placa metálica. Esta placa está unida o soldada a una serie de conductos por los que fluye un caloportador (generalmente agua, glicol, o una mezcla de ambos) que se calienta a su paso por el panel.

Las medidas de los colectores reales son de 2m de longitud y 1m de anchura, a repartir entre un total de 9 conductos. Sin embargo, las medidas de cada uno de los dos colectores de los que se dispone son de 1,8m de longitud por 0,325m de anchura a repartir entre 3 conductos por los que circulará el fluido, obteniendo una superficie de ocupación por colector de 0,585m².



Figura 28: Captador solar de ensayo térmicamente aislado

Para evitar la mayor cantidad de pérdida de calor posible y de manera secundaria proteger el colector, se ha procedido al aislamiento de ambos colectores a través de capas de armaflex y

láminas de madera. Así, cada colector se encuentra situado entre cuatro capas de armaflex de 3 cm de ancho cada una, pegadas con adhesivo, dos por la cara superior y dos por la inferior, y dos láminas de madera como capas exteriores que están fijadas mediante tornillos la una a la otra consiguiendo un efecto de sándwich por prensado del conjunto completo.



Figura 29: Disposición del armaflex a lo largo del captador



Figura 30: Detalle de la disposición de las luetermas y el armaflex

Las medidas de los armaflex son de 2m de longitud por 0,5m de ancho; las de las maderas son 2,2m por 0,6m de ancho.

3.1.1.7 Tubos/tuberías

Son tubos de 7mm de diámetro interior de cobre, material de fácil manipulación y económicamente competitivo, es resistente a la corrosión y de gran durabilidad.

Se encuentran aislados con una capa de armaflex para evitar las pérdidas de calor.

3.1.1.8 Fluidos ensayados

El fluido de trabajo circula por el interior de los tubos del colector solar, transportando la energía hacia el depósito de acumulación, esto lo realiza indirectamente a través del intercambiador de calor.

Dado que realiza el transporte de energía del sistema solar, se busca que cumpla con ciertas propiedades, entre ellas:

- ✓ Elevado calor específico
- ✓ Baja Viscosidad
- ✓ Tensión de vapor moderada
- ✓ Baja temperatura de congelamiento
- ✓ Alta estabilidad térmica
- ✓ Químicamente inerte
- ✓ No corrosivo y libre de partículas disueltas
- ✓ Disponible y barato

Las primeras 3 propiedades reducen el caudal necesario de fluido para realizar un transporte óptimo de energía desde los colectores hacia el depósito. Al tener menos caudal en el sistema, se reducen las dimensiones de la bomba de circulación y de las cañerías.

El agua cumple gran parte de los requisitos. En primer lugar, el agua pura desionizada es el mejor medio de refrigeración para sistemas cerrados siempre que la misma se mantenga por encima de la temperatura de congelación.

Por otra parte, también se utiliza la combinación agua-propilenglicol en diversas proporciones, actuando el etilenglicol como anticongelante y anticorrosivo. El rendimiento de los disipadores utilizando mezcla agua-propilenglicol disminuye respecto al del agua pura desionizada en diversos grados según la proporción de la mezcla, las proporciones de referencia normalmente utilizadas son del 30% y 50% de propilenglicol en agua.

En la práctica, muchos sistemas industriales utilizan también el agua corriente debido a su bajo coste inicial, y, en el caso de no llevar un control estricto de la calidad del agua, resulta en la producción de numerosas averías, en algunos casos catastróficas.

Por ello, en la instalación experimental se emplean ambos fluidos de ensayo de propiedades físicas muy diferentes: agua y propilenglicol. Los fluidos se pueden bombear a temperaturas entre 15°C y 65°C y conseguir rangos amplios de condiciones de flujo. Además, como se ha mencionado, existe la posibilidad de trabajar con mezclas de agua y propilenglicol en diferentes proporciones, al ser ambos fluidos completamente miscibles. Las propiedades físicas del fluido para un ensayo dado: densidad ρ , viscosidad dinámica μ , calor específico C_p , conductividad térmica k y coeficiente de dilatación térmica β , se calculan a la temperatura media del fluido en el punto donde se realiza la medida. Las propiedades físicas del agua, propilenglicol, y de una mezcla de agua y propilenglicol al 30% en volumen se muestran para diferentes temperaturas en las Tablas.

Se ha utilizado monopropilenglicol fabricado por la empresa DE ARQUES y agua desionizada MUWART proporcionada por PRODUCTOS PELFRUT.

3.1.1.8.1 Agua

Propiedades físicas

- Es un líquido incoloro, inodoro e insípido.
- Se transforma fácilmente en los tres estados de agregación (sólido, líquido y gaseoso).
- A 100°C se produce su ebullición en condiciones normales de presión (es decir, al nivel del mar a 760 mm de Hg).
- Se solidifica a 0°C en forma de hielo.
- Es un compuesto con elevada capacidad calorífica, esto es, requiere mucho calor para elevar su temperatura.
- A 4°C adquiere su mayor densidad, que se considera con valor de 1, como el valor base para la densidad. Si su temperatura baja a partir de 4°C su densidad se eleva, puesto que la solubilidad decrece inversamente con la densidad; ésta es la razón por la que el hielo flota, pues ocupa más volumen.
- Es el disolvente universal por excelencia; todos los gases, así como numerosos sólidos y líquidos se disuelven en ella.
- En estado químicamente puro, es mala conductora del calor y la electricidad.
- Su densidad y fluidez permiten que su energía potencial, al ser almacenada en presas, se aproveche en las caídas de agua para producir energía eléctrica.

Temp °C	ρ kg/m ³	C_p J/kg K	$\mu \times 10^3$ kg/m s	K W/m K	$\beta \times 10^3$ K ⁻¹	Pr -
10	999,8	4193	1,3080	0,5820	0,082	9,42
20	998,3	4182	1,0030	0,5996	0,207	6,99
30	995,7	4180	0,7978	0,6150	0,306	5,42
40	992,3	4179	0,6531	0,6286	0,389	4,34
50	988,0	4182	0,5471	0,6405	0,462	3,57
60	983,1	4186	0,4668	0,6507	0,529	3,00
70	977,7	4191	0,4044	0,6594	0,590	2,57
80	971,6	4195	0,3550	0,6668	0,647	2,23
90	965,1	4203	0,3150	0,6727	0,702	1,97
100	958,1	4215	0,2822	0,6775	0,755	1,76

Tabla 1: Propiedades físicas del agua ensayada

Propiedades químicas

- Reacciona con los óxidos ácidos y los básicos, con los metales y los no metales, y se une en las sales formando hidratos.
- Su molécula está formada por hidrógeno y oxígeno en proporción de 1:8 en masa y de 2:1 en volumen. Su masa molecular es 18,016u.
- Su fórmula química es H₂O; es decir, el oxígeno está unido a cada hidrógeno por medio de un enlace covalente sencillo.
- Es un compuesto muy estable; sin embargo, se ha observado que el hidrógeno y oxígeno se descomponen por encima de 1600°C.

Propiedades físico-químicas

- Acción disolvente.

El agua es el líquido que más sustancias disuelve (disolvente universal), esta propiedad se debe a su capacidad para formar puentes de hidrógeno con otras sustancias, ya que estas se disuelven cuando interactúan con las moléculas polares del agua.

- Fuerza de cohesión entre sus moléculas.

Los puentes de hidrógeno mantienen a las moléculas fuertemente unidas, formando una estructura compacta que la convierte en un líquido casi incompresible.

- Elevada fuerza de adhesión.

De nuevo los puentes de hidrógeno del agua son los responsables, al establecerse entre estos y otras moléculas polares, y es responsable, junto con la cohesión de la capilaridad.

- Gran calor específico.

El agua absorbe grandes cantidades de calor que utiliza en romper los puentes de hidrógeno. Su temperatura desciende más lentamente que la de otros líquidos a medida que va liberando energía al enfriarse.

- Elevado calor de vaporización.

A 20°C se precisan 540 calorías para evaporar un gramo de agua, lo que da idea de la energía necesaria para romper los puentes de hidrógeno establecidos entre las moléculas del agua líquida y, posteriormente, para dotar a estas moléculas de la energía cinética suficiente para abandonar la fase líquida y pasar al estado de vapor.

- Elevada constante dieléctrica.

Por tener moléculas dipolares, el agua es un gran medio disolvente de compuestos iónicos, como las sales minerales, y de compuestos covalentes polares como los glúcidos.

Las moléculas de agua, al ser polares, se disponen alrededor de los grupos polares del soluto, llegando a desdoblar los compuestos iónicos en aniones y cationes, que quedan así rodeados por moléculas de agua. Este fenómeno se llama solvatación iónica.

- Bajo grado de ionización.

De cada 10⁷ de moléculas de agua, sólo una se encuentra ionizada. Esto explica que la concentración de iones hidronio (H₃O⁺) y de los iones hidroxilo (OH⁻) sea muy baja. Dado los bajos niveles de H₃O⁺ y de OH⁻, si al agua se le añade un ácido o una base, aunque sea en poca cantidad, estos niveles varían bruscamente.

3.1.1.8.2 Propilenglicol

Propiedades físicas

- Es un compuesto orgánico, un alcohol líquido incoloro, inodoro e insípido.
- Es notablemente más viscoso que el agua, lo que significa que fluye lentamente, como jarabe. Es un líquido aceitoso claro, higroscópico y miscible con agua, acetona, y cloroformo.
- Se obtiene por hidratación del óxido de propileno.
- Su punto de fusión es de - 58°C, y su punto de ebullición es de 187°C.

- Tiene un peso específico de 1,036, lo que significa que sólo es ligeramente más denso que el agua.
- Su presión de vapor a temperatura ambiente normal es insignificante, por lo que el propilenglicol no se evapora en un grado significativo.

Temp °C	ρ kg/m ³	C_p J/kg K	$\mu \times 10^3$ kg/m s	K W/m K	$\beta \times 10^3$ K ⁻¹	Pr -
10	1043,5	2419,8	108,4	0,2277	0,7193	1129,7
20	1036,0	2478,4	55,9	0,2222	0,7722	611,6
30	1028,4	2536,9	31,5	0,2165	0,7779	362,1
40	1020,7	2595,4	19,1	0,2108	0,7838	230,6
50	1012,8	2653,9	12,3	0,2051	0,7899	155,8
60	1004,8	2712,4	8,3	0,1996	0,7962	110,6
70	996,6	2770,9	5,8	0,1941	0,8278	81,8
80	988,2	2829,4	4,3	0,1890	0,8499	62,7
90	979,8	2887,9	3,2	0,1840	0,8828	49,5
100	971,1	2946,4	2,4	0,1794	0,8959	40,0

Tabla 2: Propiedades físicas del propilenglicol

Propiedades químicas

- La molécula de propilenglicol es bastante estable y no se descompone con el tiempo.
- No reacciona con el aire, aunque es ligeramente inflamable a alta temperatura.
- Debido a que el propilenglicol es a la vez inflamable y soluble en agua, el agua es un inadecuado método de contención de incendios. Para combatir un incendio se recomienda usar polvo seco no inflamable.
- Una propiedad química significativa e importante del propilenglicol es que cuando se mezcla con agua, se altera la formación de hielo, lo que conduce a su utilidad anticongelante. Mientras que el agua sola se congela a 0°C, soluciones al 36% de propilenglicol son líquidas a -17°C, y soluciones más concentradas se congelan a temperaturas aún más bajas.
- El propilenglicol es una molécula relativamente pequeña compuesta por tres átomos de carbono, dos átomos de oxígeno y ocho átomos de hidrógeno: CH₃CHOHCH₂OH. Su peso molecular es 76,09 g/mol. Su nombre sistemático es el *propano-1,2-diol*.

Propiedades físico-químicas

- El pequeño tamaño del compuesto y la similitud estructural con el alcohol bebible hace que sea muy soluble en agua, de hecho, el propilenglicol es higroscópico, lo que significa que puede extraer agua del aire y disolverla. Como resultado de ello, una muestra de propilenglicol expuesta al aire ganará volumen con el tiempo a medida que gana agua.
- El propilenglicol es una molécula pequeña basada en el carbono que se encuentra en la familia de los alcoholes, junto con compuestos más familiares como el etanol (alcohol bebible) y el isopropilo (alcohol desinfectante). Es quizás el más parecido de todos al anticongelante glicol etileno, y también encuentra aplicación como un compuesto descongelante así como anticongelante. En la mayoría de los casos, sin

embargo, el propilenglicol es un disolvente eficaz y es un ingrediente común en productos farmacéuticos, cosméticos y de desodorantes en barra.

- Es ligeramente tóxico para la piel y los ojos y es tóxico en dosis elevadas si se ingiere. El compuesto es absorbido por la piel, lo que significa que la exposición de grandes superficies resulta en síntomas similares a los producidos por ingestión. En particular, el propilenglicol provoca daños en el sistema nervioso central, que incluye el cerebro y la médula espinal. También hay pruebas en animales que muestran que tiene propiedades mutagénicas, lo que significa que puede conducir a cáncer, y que es un teratógeno, lo que significa que causa defectos de nacimiento. Aunque la inhalación de grandes dosis es rara debido a la baja volatilidad de la sustancia, si se calienta y se inhala, puede causar irritación de las vías respiratorias y trastornos del sistema nervioso central.

3.1.1.8.3 Propilenglicol 30

Se trata de una mezcla de agua pura y de propilenglicol. Por cada dos partes de agua existe una de propilenglicol, es decir, la mezcla es de propilenglicol al 30%. Se utiliza esta mezcla porque se consigue así bajar la viscosidad y subir el número de Reynolds para un mismo caudal y un mismo diámetro de tubo con respecto a trabajar únicamente con agua.

Las propiedades son una composición de las propiedades de los fluidos que componen la mezcla, asemejándose más a las del propilenglicol que, aunque su aportación sea más pequeña, su influencia es mayor.

Temp °C	ρ kg/m ³	C_p J/kg K	$\mu \times 10^3$ kg/m s	K W/m K	$\beta \times 10^3$ K ⁻¹	Pr -
10	1033,6	3833	5,6317	0,4154	0,1021	52,0
20	1029,8	3843	3,7266	0,4224	0,1792	33,9
30	1025,3	3858	2,6102	0,4294	0,2343	23,5
40	1020,1	3876	1,8741	0,4364	0,3102	16,6
50	1014,3	3898	1,3356	0,4436	0,3998	11,7
60	1008,0	3924	0,9149	0,4508	0,4563	8,0
70	1001,1	3951	0,5834	0,4582	0,5334	5,0
80	993,6	3982	0,3352	0,4659	0,6602	2,9
90	985,7	4014	0,1682	0,4738	0,7389	1,4

Tabla 3: Propiedades físicas del propilenglicol al 30% ensayado

3.1.2 Calentamiento

3.1.2.1 Mantas térmicas

Al estar la instalación situada dentro del laboratorio, es decir, bajo techo, no es posible hacer funcionar los colectores a través del sol. Por ello se ha buscado un sustituto que haga las veces de sol, esto es, las mantas térmicas trabajando por efecto Joule.

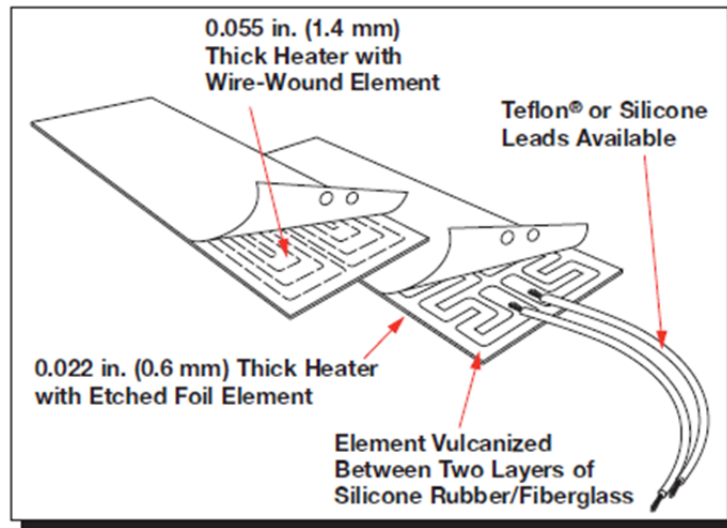


Figura 31: Esquema de los elementos y disposición que componen las mantas térmicas

En la instalación hay dos mantas térmicas, una sobre cada colector, unidas con pasta conductora y vaselina sobre la cara superior de la láminas. Están hechas de caucho de silicona reforzadas con fibra óptica por lo que son robustas, a la vez que delgadas, ligeras y flexibles, y su principal característica es que la transferencia de calor sucede de forma rápida y eficiente, requiriendo poca potencia para ello. El modelo utilizado es Watlow que puede operar hasta temperaturas de 260°C , con densidades de potencia de hasta $12,5\text{W}/\text{cm}^2$ regulable en función de la temperatura requerida y una resistencia constante de $27,7\Omega$.

Las medidas son las mismas que las de los colectores ya que han sido encargadas a fábrica para que la transferencia de calor fuera lo más efectiva posible y esto se hacía posible haciendo coincidir ambas superficies. Las medidas son por tanto, 1.8 m de longitud y 0.325m de ancho.

La potencia necesaria para calentar la manta se suministra a través de la intensidad que circula por la resistencia de ésta. En los ensayos que nos ocupan se ha trabajado con dos potencias distintas, una de 400 y otra de $800\text{ W}/\text{m}^2$. Es posible trabajar a diferentes potencias porque se puede ir modificando la intensidad que circula por la manta a través del torivac La conexión, posicionada en uno de los extremos del calentador, está mostrada en la figura.

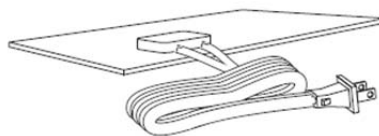


Figura 32: Esquema de la conexión a corriente de la manta térmica

*Medición de tensión con Agilent (medida en paralelo): La tensión que circula por la manta se mide directamente en una de las tarjetas conectadas al Agilent a través de una conexión por cableado, en tensión alterna y medido en paralelo pues casi despreciable, ya que la mayoría de la intensidad presente se dirige hacia la manta y se utiliza para la generación de la potencia para generar el calor necesario.

3.1.2.2 Resistencia eléctrica

El hecho de precisar una resistencia eléctrica es porque se necesita hacer un ajuste fino de la temperatura de entrada al colector. No basta con programar la temperatura de entrada en la enfriadora porque en el camino de circulación del fluido desde ésta hasta la entrada del colector la presencia de las tuberías así como de la bomba, válvulas y otros elementos provocan pérdidas que en función de la temperatura ambiente varían. Por ello, es necesario añadir una resistencia eléctrica justo antes de los colectores solares para que regule la temperatura de entrada al colector a los 15°C que se precisan ajustando la temperatura programada con un valor superior a éste en la enfriadora.

3.1.2.3 Autotransformador

En la instalación, se necesita regular la tensión que circula por las mantas térmicas. Al ser la resistencia de la manta constante, para conseguir un aumento de su potencia es necesario un aumento de la tensión como se deduce de la ecuación —. En estas condiciones, se precisa de un autotransformador. El autotransformador seleccionado es de la marca TORIVAC y tiene el aspecto que muestra la Figura 33.

El TORIVAC (control de potencia) es un autotransformador variable, un elemento básico para regular una tensión alterna, variable, desde cero hasta el máximo, con una intensidad constante. Se caracteriza por su robustez mecánica y su alta resolución que permite ajustes muy precisos de tensión. Dispone de una regulación motorizada que es utilizada fundamentalmente para regular los equipos a distancia o para equipos estabilizadores. En este caso se utiliza para motorizar los variadores de tensión de grandes potencias. En este tipo de regulación el eje del variador es accionado por un motor-reductor, mediante un conmutador manual que permite elevar o reducir la tensión de salida. Las motorizaciones que ensambla **TORIVAC** carecen de inercia, por lo que son ideales para control remoto. Tiene incorporado una placa electrónica con una precisión del 2% que permite regular el variador por medio de un potenciómetro o una señal continua de 0-10Vcc.



Figura 33: Carcasa y estructura externa del autotransformador Torivac

Este autotransformador admite como máximo 6A de corriente por lo que para que no haya riesgo de rotura, como máximo deben circular por cada placa 3A. Asimismo, la tensión máxima admisible es 250 V.

3.1.3 Instrumentación

3.1.3.1 Caudalímetro de efecto Coriolis

Este tipo de caudalímetro mide caudal másico en lugar de volumétrico, es mucho más exacto porque este principio de medición no está afectado por factores físicos, por lo que pueden ser medidos todo tipo de fluidos. Los caudalímetros de efecto Coriolis registran simultáneamente la densidad del fluido y el caudal másico, y con la ayuda de sensores de temperatura, también pueden supervisar la temperatura del fluido. La medición de estas variables primarias permite calcular y visualizar otras variables derivadas de estas, como el caudal volumétrico, el contenido en partículas sólidas, o valores de concentraciones o de densidades derivadas. Además, son un método directo de medición de caudales másicos con una exactitud de medición alta (Incertidumbre del 0,1% de la medida).

Otras ventajas de estos dispositivos que podríamos también citar es que no hay partes móviles que se desgasten o reemplacen, minimizando así el mantenimiento a largo plazo, que no necesitan filtros y que las pérdidas de presión que producen son muy bajas. Sin embargo, su coste es una de las desventajas más notables. Como lo que se pretende es realizar una medición lo más precisa posible del caudal que circula por cada uno de los captadores se colocará un caudalímetro de efecto Coriolis en cada una de las ramas, tal y como muestra el esquema de la instalación. Los Coriolis empleado son de la serie F025S cuyo transmisor es el modelo 2700 con tarjeta de opción de entradas/salidas configurables. La herramienta de comunicación con este dispositivo es el software ProLink II.

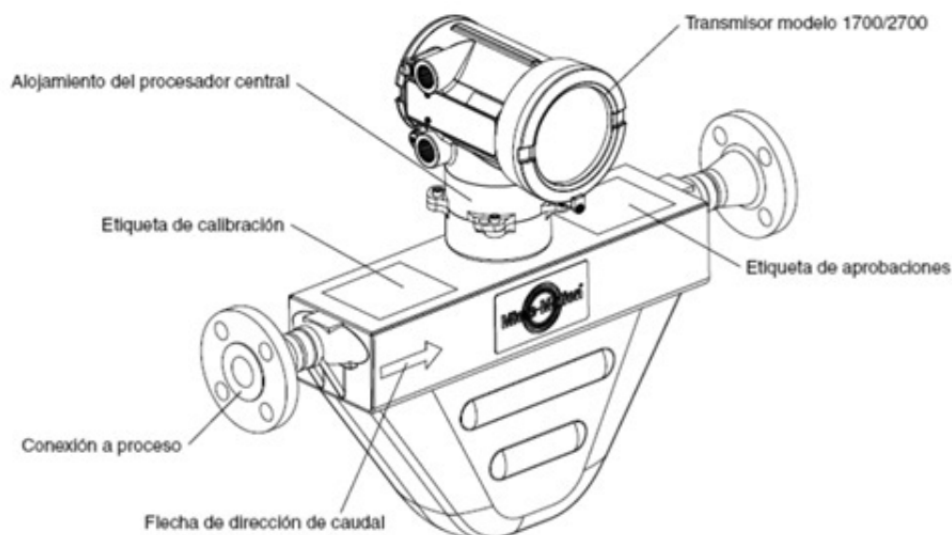


Figura 34: Esquema del caudalímetro efecto Coriolis

3.1.3.2 Variador de frecuencia

Un variador de frecuencia es un sistema para el control de la velocidad de giro /régimen de la bomba por medio del control de la frecuencia de alimentación de ésta. Se trata del modelo A4004 de la serie JX de la marca OMRON. Dispone de una capacidad de suministro de potencia máxima de 0,4KW y permite el control de la frecuencia de salida mediante la entrada de una señal de voltaje de 0-10V. De esta manera, una señal de 0V en los bornes de los terminales de control del variador supondrá 0HZ mientras que una señal de 10V en esos mismos terminales supondrá una frecuencia de 50HZ y el funcionamiento de la bomba circuladora a su máximo régimen de giro.



Figura 35: Variador de frecuencia OMRON A4004 JX

3.1.3.3 Termopares

Para poder conocer la distribución de temperatura a lo largo del panel absorbedor, las distintas temperaturas que experimentan ambas placas durante el proceso y poder estudiar, en función de la posición de los tubos con respecto a la placa, cómo evoluciona la transmisión del calor al fluido entre otras propiedades, están situados a lo largo de cada placa una serie de termopares que miden la temperatura a la que se encuentra la superficie que ocupan.

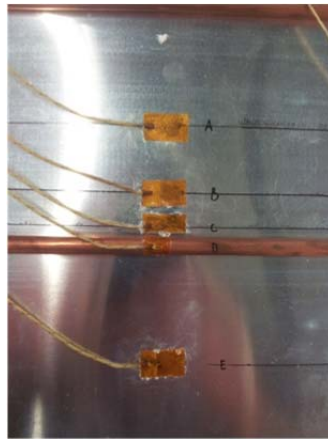


Figura 36: Detalle de cómo están posicionados los termopares en cada sección de medida

En el esquema de la Figura 37 que se presenta se puede observar las posiciones que ocupan cada termopar y su nomenclatura en función de ésta. Los termopares se han instalado entre la cara inferior de la lámina y el aislamiento. Además, se encuentran repartidos longitudinalmente en 11 secciones, ya estén a 14, 35, 70, 140, 210, 350, 490, 770, 1080, 1290 ó a 1610mm de los 1855mm de longitud total de la placa. Las secciones 3, 5, 7, 9 y 10, a su vez, están divididas en cinco zonas transversales A, B, C, D y E (Figura 36) según la posición con respecto al tubo central, mientras que el resto de las secciones únicamente disponen de las zonas A y D. La sección A se encuentra sobre el tubo central, la B a 10mm del eje, la C a 25mm del eje, y la D y E a 55mm simétricamente. Así, el termopar llamado A10 es el que se sitúa en la sección 10 en la zona A, es decir, a 1290 mm de longitud desde el extremo inicial de la placa y sobre el tubo central.

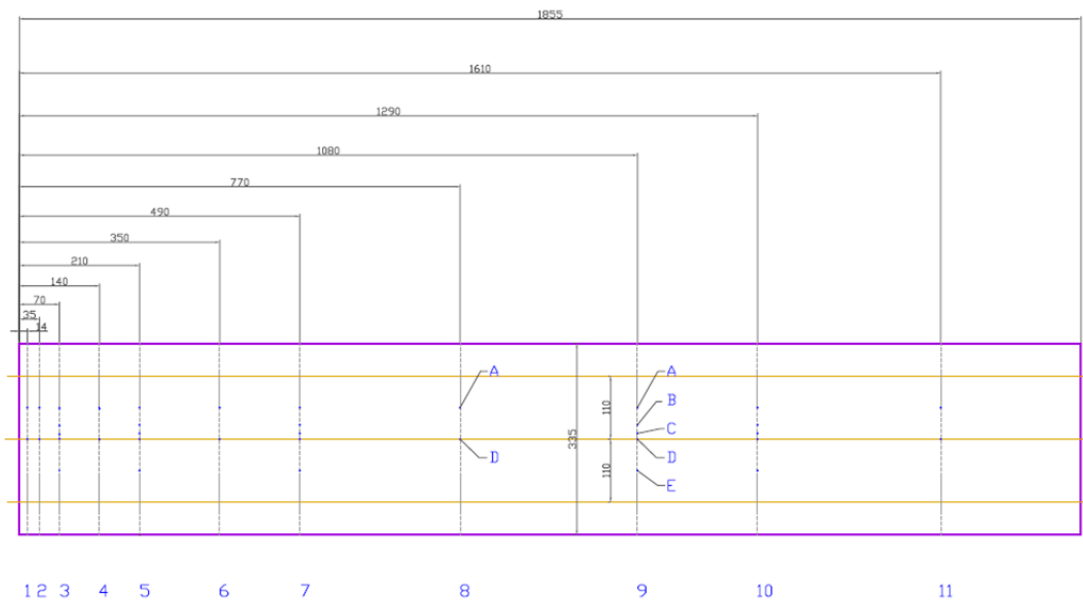


Figura 37: Esquema de las secciones donde están posicionados los termopares en el colector

Además, existe una sexta zona llamada J que sólo se da en el extremo final de la placa, a 1855mm de longitud, que se utiliza para llamar a los termopares situados ya no encima de la placa sino en contacto con el tubo central y posicionados regularmente como se muestra en la Figura 38.

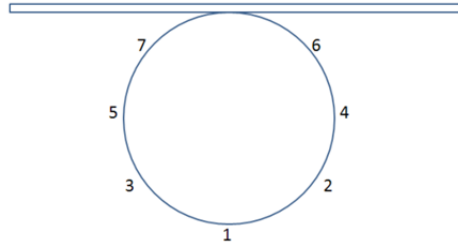


Figura 38: Posición de los termopares en la sección J

El termopar llamado J1 será aquel que esté sobre el tubo central a 180° con respecto al punto de contacto del tubo y la placa.

El modelo de termopar utilizado para este fin es un termopar de lámina de cemento de poliamida de tipo T que especifica su diámetro de 12mm. Su unión caliente del sensor se encuentra entre 2 láminas finas de poliamida de cristal fino reforzado para alta temperatura.

Proporcionan soporte y aislamiento eléctrico al termopar además de proporcionar una superficie plana para poder fijarlo. Viene con 2 metros de cable de fibra de vidrio de 0.2mm. Son fáciles de instalar utilizando tanto el adhesivo que incorpora como resina epoxy. Resisten temperaturas de hasta 220°C y, como todos los instrumentos de medida descritos hasta el momento, están conectados al ordenador.

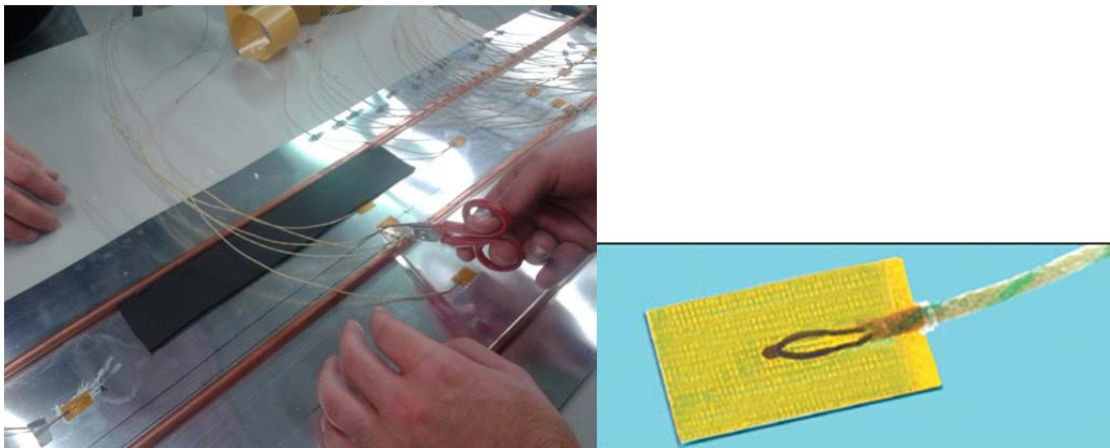


Figura 39: Termopares tipo T posicionados sobre el colector de la instalación

3.1.3.4 Sondas de inmersión PT-100

Para la medición de la temperatura de entrada y salida del fluido dentro del tubo y a la misma vez realizar una adquisición de los valores de temperatura ambiente se han utilizado tres sensores RTD, es decir, sensores de temperatura basados en la variación de la resistencia de un conductor. Este tipo de sensores nos ofrecen un margen de medición de temperatura bastante amplio y una gran exactitud y repetitividad.

Para la toma de los valores de temperatura en las secciones de entrada y salida en el tubo de ensayo se han utilizado dos sondas PT100 con conexión a cuatro hilos capaces de medir temperaturas de hasta 150°C con un error mínimo. Para la adquisición de la temperatura ambiente se ha instalado una sonda PT100 apantallada, que conectada a tres hilos, permite la medición del valor de la temperatura minimizando al máximo posibles efectos externos existentes.

3.1.3.5 Equipo de regulación

3.1.3.5.1 Caudalímetros de turbina

Se utilizan para medir el caudal que circula por cada uno de los tubos de las placas del colector basándose en la tecnología de turbinas. Están situados en la parte superior de cada colector y van acompañados de unas válvulas de microrregulación que se detallan en el siguiente apartado. Es necesario la inclusión de este instrumento para minimizar las pérdidas de carga que existen como consecuencia de la disposición de los tubos del colector con respecto a la tubería principal de alimentación de fluido, esto es, por la presencia de tres codos por la disposición geométrica de los tres tubos situados entre ellos paralelamente y perpendicularmente con respecto a la tubería principal. De manera que, tras la medición de caudal realizada, se puedan igualar los caudales que fluyen por cada tubo regulando las válvulas que acompañan.

El modelo utilizado es el Gems FT-210 que puede medir desde 0,1 a 2,5 l/min a 22000 pulsos por litro y a temperaturas entre -20 y 100°C. Además, dispone de un sistema que permite conectarlo al ordenador proporcionando una señal de salida cuya frecuencia varía linealmente con la velocidad del flujo.

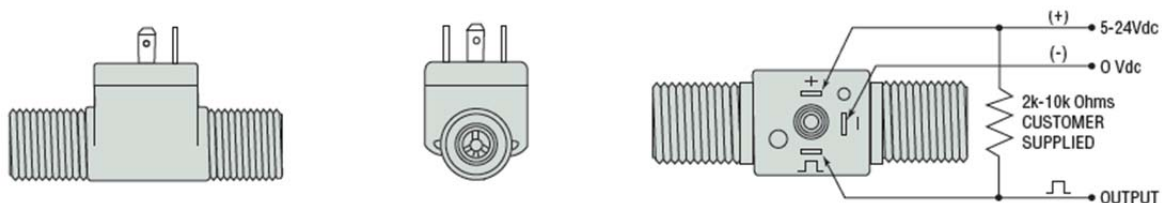


Figura 40: Caudalímetros de turbina Gems FT-210

3.1.3.5.2 Válvulas de microrregulación

Las válvulas de microrregulación se utilizan para regular el caudal que fluye por cada uno de los tubos de las placas del colector de manera que circule la misma cantidad por cada uno de ellos. De esta manera se consiguen controlar las pérdidas de carga por la geometría de la instalación. Están situados delante de los caudalímetros de turbina por lo que son seis las válvulas de este tipo las instaladas.

El modelo utilizado es HOKE serie 2300 con apertura/cierre de aguja de dos vías que trabaja como máximo a 207 bares a 38°C hasta aproximadamente 70 bares a 121°C.

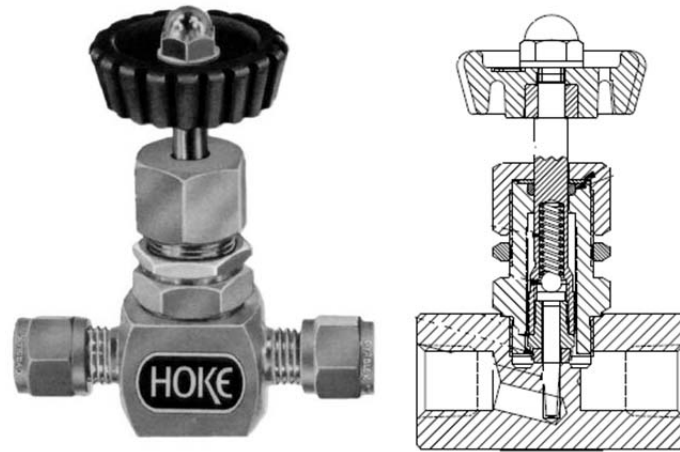


Figura 41: Válvulas de microrregulación HOKE2300

3.1.3.6 Sonda de temperatura ambiente

Se encuentra adherida a la lueterma que aísla al Colector2 en su parte central en contacto con el ambiente. Tiene la función de medir la temperatura que existe en el ambiente de la instalación para poder tener una estimación del balance calorífico existente entre el exterior y el interior del colector.

El tipo de sonda instalado para la adquisición de la temperatura ambiente es una sonda PT100 apantallada, que conectada a tres hilos, permite la medición del valor de la temperatura minimizando al máximo posibles efectos externos existentes.

3.1.3.7 PID

Un PID es un mecanismo de control por realimentación que calcula la desviación o error entre un valor medido y el valor que se quiere obtener, para aplicar una acción correctora que ajuste el proceso. El algoritmo de cálculo del control PID se da en tres parámetros distintos: el proporcional, el integral, y el derivativo. El valor Proporcional determina la reacción del error actual. El Integral genera una corrección proporcional a la integral del error, esto asegura que aplicando un esfuerzo de control suficiente, el error de seguimiento se reduce a cero. El Derivativo determina la reacción del tiempo en el que el error se produce. La suma de estas tres acciones es usada para ajustar al proceso vía un elemento de control como la posición de una válvula de control o la energía suministrada a un calentador. El peso de la influencia que cada una de estas partes tiene en la suma final, viene dado por la constante proporcional, el tiempo integral y el tiempo derivativo, respectivamente. La respuesta del controlador puede ser descrita en términos de respuesta del control ante un error, el grado al cual el controlador llega al "set point", y el grado de oscilación del sistema. Nótese que el uso del PID para control no garantiza control óptimo del sistema o la estabilidad del mismo.

Para el correcto funcionamiento de un controlador PID que regule un proceso o sistema se necesita, al menos:

- ✓ Un sensor, que determine el estado del sistema (termómetro, caudalímetro, manómetro, etc).

- ✓ Un controlador, que genere la señal que gobierna al actuador.
- ✓ Un actuador, que modifique al sistema de manera controlada (resistencia eléctrica, motor, válvula, bomba, etc.).

El sensor proporciona una señal analógica o digital al controlador, la cual representa el punto actual en el que se encuentra el proceso o sistema. La señal puede representar ese valor en tensión eléctrica, intensidad de corriente eléctrica o frecuencia. En este último caso la señal es de corriente alterna, a diferencia de los dos anteriores, que también pueden ser con corriente continua.

El controlador lee una señal externa que representa el valor que se desea alcanzar. Esta señal recibe el nombre de punto de consigna (o punto de referencia), la cual es de la misma naturaleza y tiene el mismo rango de valores que la señal que proporciona el sensor. Para hacer posible esta compatibilidad y que, a su vez, la señal pueda ser entendida, habrá que establecer algún tipo de interfaz, son pantallas de gran valor visual y fácil manejo que se usan para hacer más intuitivo el control de un proceso. El controlador resta la señal de punto actual a la señal de punto de consigna, obteniendo así la señal de error, que determina en cada instante la diferencia que hay entre el valor deseado (consigna) y el valor medido. La señal de error es utilizada por cada uno de los 3 componentes del controlador PID. Las 3 señales sumadas, componen la señal de salida que el controlador va a utilizar para gobernar al actuador. La señal resultante de la suma de estas tres se llama variable manipulada y no se aplica directamente sobre el actuador, sino que debe ser transformada para ser compatible con el actuador utilizado.



Figura 42: PID Watlow PM8 EZ-ZONE

En la instalación que nos ocupa se ha precisado de un PID para controlar la temperatura de entrada al colector. Para cada uno de los ensayos llevados a cabo se ha establecido una temperatura de consigna de 15°C. Se ha utilizado: como medidor, una sonda de temperatura puesta a la entrada del colector; como Controlador, el mismo PID a través del programa facilitado por el fabricante; y como Actuador, una resistencia eléctrica conectada con el PID. El modelo utilizado es un “PM8 EZ-ZONE” fabricado por WATLOW.

El PID está conectado a la alimentación con corriente monofásica a 220V, le llegan los 3 hilos de la PT100, y tiene una salida a los relés. Los relés están conectados a 220V, dan potencia a

las resistencias (conectado con una fase en serie) y reciben la señal del PID para saber cuánta potencia tienen que dar.

En el Anexo se recoge más información de los elementos nombrados.

3.1.4 Adquisición de datos

3.1.4.1 Agilent

El Agilent 34980A es un equipo de medida tipo switch para la adquisición de datos equipado con 8 ranuras para tarjetas electrónicas y 21 módulos a los que poder conectar los distintos sistemas de prueba para su medición. Tiene un fácil acceso remoto con una aplicación de interfaz Web. Se utiliza principalmente para medir la tensión que circula por cada instrumento conectado a las tarjetas. La medida se realiza en paralelo, la conexión de los aparatos a las tarjetas se hace directamente a través de cableado

En la instalación se mantienen ocupadas cuatro de las ocho ranuras disponibles. Una de ellas es utilizada para control de equipos (de salida), los cuales se conectan en canales de tensión, y a través de una señal de 0-10V se obtienen los datos proporcionados por cada uno de ellos; otra para la medida de la temperatura ambiente de las sondas PT100 en canales de voltaje, y el gasto másico en canales de intensidad; y las dos restantes están conexas con los termopares para la medición de la temperatura en los colectores.



Figura 43: Vista delantera y trasera de Agilent 34980A

La medida de la tensión que circula por cada instrumento se realiza directamente por la conexión de cables lanzados desde el instrumento hasta las tarjetas.

3.1.4.2 Tarjetas conexas termopares, fuentes, etc.

Los tipos de tarjetas y sus características pueden encontrarse en el Anexo A.4.1.1.



Figura 44: Detalle de la posición de las tarjetas dentro del Agilent

3.1.4.3 Medidas de intensidad: Transductor de intensidad

El transductor de intensidad tiene como finalidad transformar los amperios salientes del autotransformador en miliamperios para poder introducirlos en el Agilent que como máximo admite 0,5-1A. Tiene por entradas la alimentación a 24V de la fuente y el Torivac que está conectado en serie con el convertidor y entra y sale de él. Por último tiene la señal de salida.

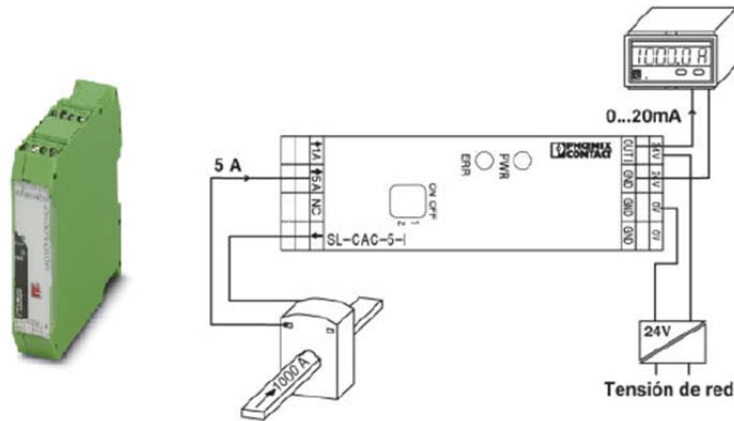


Figura 45: Transductor de intensidad MACX MCR-SL-CAC-5-I(-UP) y detalle de cómo debe ser conectado

El modelo utilizado es el MACX MCR-SL-CAC-5-I (-UP) que convierte corriente alterna de 1 A ó 5 A en señales analógicas normalizadas de 0-20 mA (en off) ó 4-20 mA (en on). Además permite modificar la corriente de entrada y salida mediante un interruptor PID. El convertidor de corriente MACX MCR-SL-CAC-5-I contiene un rango de tensión de alimentación de 19,2-30 V DC.

3.1.4.4 Tarjeta de relés

Para poder controlar la enfriadora remotamente se ha conectado a una tarjeta de relés que se activan o desactivan según se precise.

La tarjeta de relés es un sistema de control cuya función es manipular indirectamente los valores de un sistema controlado. Su objetivo es gobernar un sistema sin que el operador intervenga directamente sobre sus elementos. La tarjeta actúa de puente o enlace bidireccional entre el ordenador y el sistema que se quiere controlar (la enfriadora en este caso): por un lado, traduce las órdenes del ordenador y las hace llegar a los actuadores; y por otro, recoge las señales de los sensores y, tras adaptarlas para que el ordenador pueda entenderlas, las envía a este para que las tenga en cuenta en la ejecución del programa.



Figura 46: Tarjeta de relés para control de la enfriadora

En términos más generales la función general de la tarjeta de relés es controlar remotamente los equipos, más concretamente para encenderlos o apagarlos, abriendo o cerrando el circuito eléctrico del equipo dejando pasar o no la corriente.

3.2 Protocolo de ensayo

En este apartado se va a proceder a explicar con detalle el procedimiento a seguir para la puesta en funcionamiento de la instalación donde se ha llevado a cabo el estudio experimental del que trata este Proyecto Fin de Carrera.

3.2.1 Selección del modo de funcionamiento de la bomba

La bomba puede accionarse tanto en modo automático como en modo manual. Para este tipo de ensayo es necesario controlar la bomba a través del ordenador con la aplicación web del Agilent 43980A, es decir, activar el modo automático del variador de frecuencia.



Figura 47: Variador de frecuencia a través del cual se cambia el modo de funcionamiento de la bomba

Para seleccionar un nuevo modo de funcionamiento, el variador de frecuencia no debe estar en funcionamiento, esto quiere decir que el piloto led "RUN" (1) que indica que el variador se encuentra en ese momento activo, debe estar apagado. En el caso de que esté activo deberemos presionar el botón Start/Stop (2).

A continuación, utilizando las teclas de selección (4), puede aparecer en la pantalla los números 00 ó 01. La cifra 00 corresponde al modo manual y la 01 al modo automático, por lo que una vez encontrada la cifra 01 se selecciona presionando el botón (5).

Una vez seleccionado el modo automático hay que seleccionar la bomba. Para ello se presiona el botón azul (3) durante 2 segundos hasta que aparezca *d001* que corresponde con la bomba. Seguidamente se vuelve a presionar el mismo botón (3) para seleccionar dicho modo.

Finalmente se presiona el botón RUN (1) para dejar activado el modo automático.

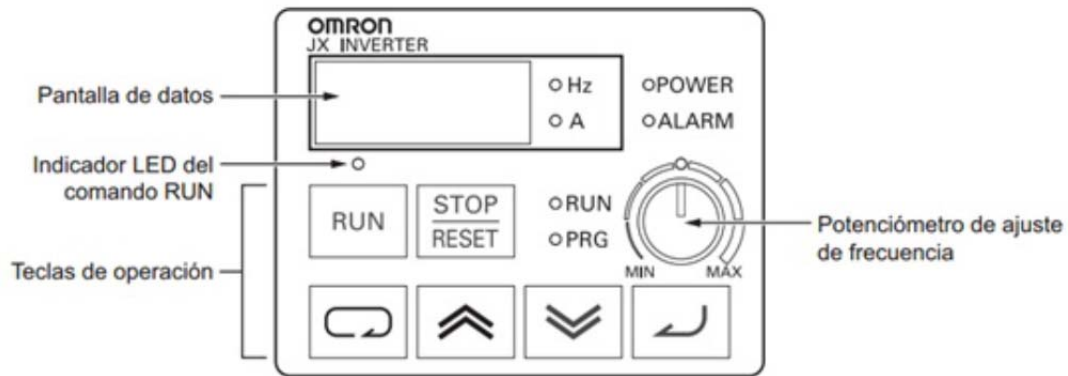


Figura 48: Teclas de operación del variador de frecuencia

3.2.2 Puesta a punto para la toma de datos

La toma de los datos se realiza mediante “Agilent 34980A” y el software “Agilent BenchLink Data Logger”. “Agilent 34840A” trata de una unidad de medida multifunción tipo Switch que posee 8 módulos donde se pueden insertar tanto tarjetas de adquisición como de control.

La regulación del caudal que circula por los colectores se puede realizar de dos formas diferentes. La primera opción es la de tener la válvula de control abierta en su totalidad y variar la frecuencia de la bomba circuladora de caudal mediante una señal de salida de 0-10V. De esta manera una tensión de 0V corresponde a 0Hz y una tensión de 10V a una frecuencia de 50Hz donde la bomba gira a su máximo régimen. La segunda opción es la de mantener la bomba a una frecuencia fija de 50 Hz y regular el caudal variando la curva resistente de la instalación mediante la apertura o cierre de la válvula. De manera similar a como se varía el régimen de giro de la bomba, al inducir una tensión de 0V la válvula estará completamente cerrada mientras que con una tensión de 10V permanecerá totalmente abierta. Se ha decidido regular el caudal que circula por los tubos mediante la primera opción por ser el control del variador de frecuencia más preciso que el de la válvula y se pueden obtener mayor cantidad de puntos de ensayo en un pequeño rango de caudales.

Para comenzar a realizar las medidas y almacenar los datos deberemos de tener abierto tanto el software “BenchLink Data Logger” como la aplicación web. Y estas deberán estar correctamente configuradas.

3.2.3 Establecimiento de la potencia y el caudal mediante la aplicación Web del Agilent (IP)

“Agilent 43980A” dispone de un programa web que permite tanto la lectura de medidas, como el control de las señales de salida así como la configuración del equipo multifunción de una manera más sencilla que con los propios botones físicos de la carcasa del Switch.

Para activarla se deberá tener el PC y el sistema de medida conectados mediante cable LAN de forma directa o mediante otro Switch de conexiones y con direcciones IP que se encuentren en

el mismo rango. De esta manera, introduciendo la IP del Agilent 34980A en la barra de direcciones del navegador, entraremos directamente en la aplicación web de nuestro equipo.

En el ensayo que nos ocupa, la aplicación Web del Agilent se va a utilizar tanto para establecer el caudal que se quiere circule por la instalación así como para imponer la potencia que se quiere suministrar a las mantas a través de imponerle al Torivac la tensión que debe suministrar al variador de frecuencia y a la resistencia de las mantas.

Para iniciar la aplicación web se introduce en la barra de direcciones del navegador la dirección IP 169.254.9.80 correspondiente al equipo de adquisición. Una vez ejecutado aparecerá una pantalla como la que se muestra en la *Figura 49*.

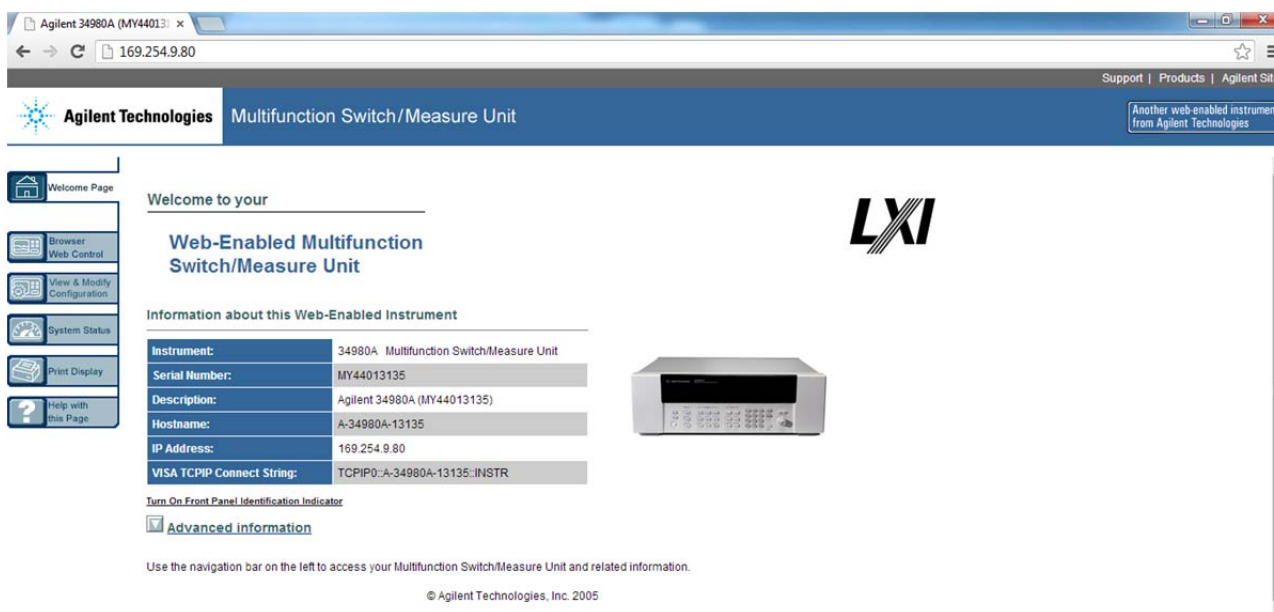


Figura 49: Página de inicio de la aplicación web de Agilent Technologies (IP)

A la izquierda se visualizan seis pestañas sobre las que se puede ir accediendo. La primera, *Welcome Page*, es la página de inicio que se visualiza; la segunda *Browser Web Control*, es la que se va a utilizar para controlar tanto la bomba como la resistencia de las mantas; y las cuatro siguientes, *View and Modify Configuration*, *System Status*, *Print Display*, *Help with this page*, se utilizarían en caso de ser necesarias para la función que su nombre indica.

Se trata de situarse en la pestaña *Browser Web Control* para seleccionar el canal de la tarjeta con la que se desee trabajar. Existen dos modos de trabajo, *Observe Only* y *Allow Full Control*. Estas dos opciones permiten entrar en un modo de visualización o en un modo de modificación y control completo de la tarjeta seleccionada. Por defecto viene seleccionado el modo de observación por lo que si queremos cambiar parámetros de la tarjeta de control deberemos tener activado el modo de control total. Por tanto, se debe clicar la opción *Allow Full Control* hasta que se ponga de color amarillo tal y como se ve en la *Figura 50*.

A continuación, de las cuatro tarjetas operativas (1), (2), (5) y (6) que aparecen, se pinchará aquel que contenga el cableado correspondiente a la resistencia de las mantas y al variador de frecuencia que controla la bomba, es decir, el módulo (5) que se ve en negrita en la *Figura 50*.

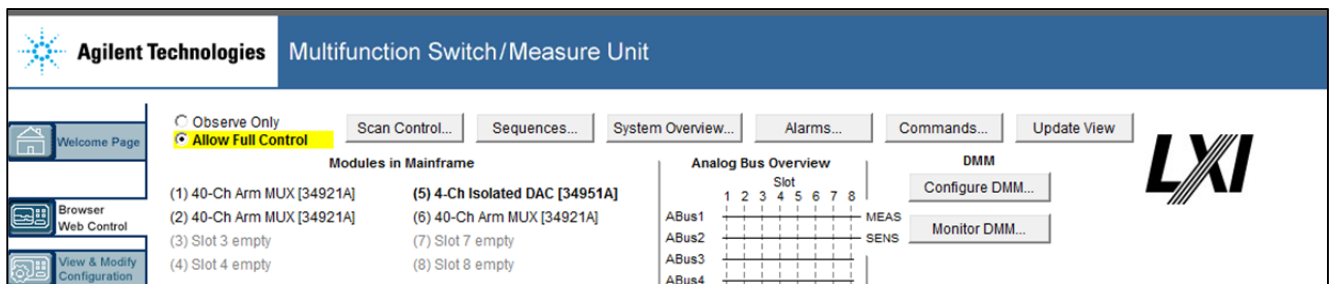


Figura 50: Selección de la opción Allow Full Control dentro de la pestaña Browser Web Control que proporciona el software para elegir la tarjeta con la que se quiere trabajar.

Al clicar el módulo (5) aparecen los cuatro canales que posee esta tarjeta con las opciones principales *Output*, *Function* y *Voltage Level* tal y como se ve en la Figura 51. El canal que controla el caudal que circulará por la instalación es el 5003, y el proporcionado para las mantas es el 5004.

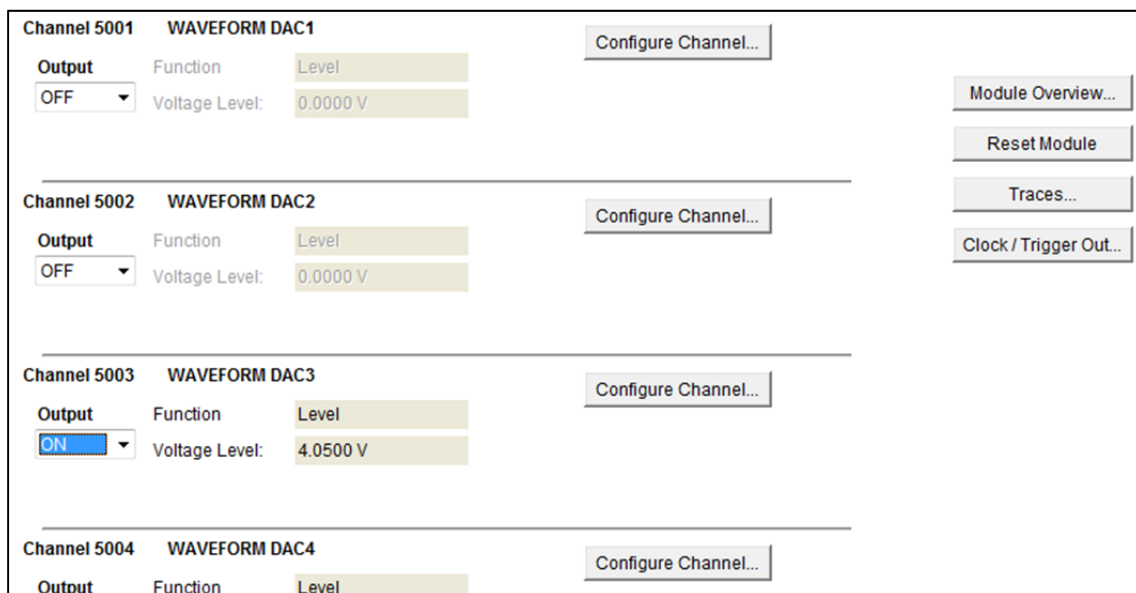


Figura 51: Al seleccionar la tarjeta con la que se quiere trabajar aparecen los canales que ésta contiene.

Para activarlos basta con poner en ON la opción *Output* (Figura 52) e introducir la tensión (Figura 53) que se asemeje con los kg/h o W que el ensayo requiera clicando en *Configure Channel*.

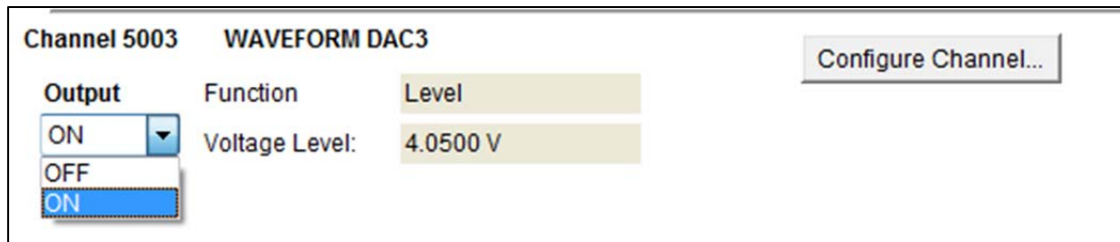


Figura 52: Para activar el canal que se precise basta con desdoblar la pestaña Output y seleccionar ON.

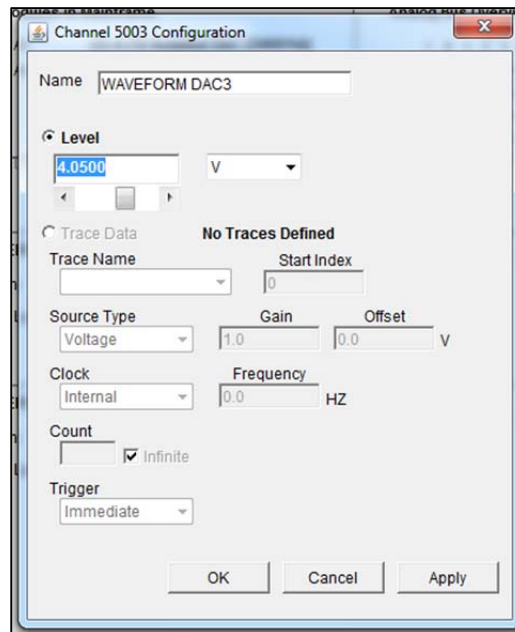


Figura 53: Pestaña de Configure Channel para introducir los voltios que se precisen para conseguir el caudal necesario.

En el estudio que este proyecto refleja se han hecho ensayos con cinco caudales a circular por cada uno de los colectores, estos caudales son: 27kg/h, 41,43kg/h, 63,63kg/h, 97,62kg/h y 150kg/h. Además, se han ensayado cada uno a dos potencias diferentes, 400W/m² y 800W/m². No hay una cifra exacta de tensión que equivalga a los caudales ensayados por entrar en juego el grado de apertura de las válvulas, se trata de ir introduciendo distintas tensiones en el canal 5003 hasta obtener la lectura del caudalímetro Coriolis deseada. Sin embargo, para establecer la potencia es suficiente con introducir una tensión específica ya que la resistencia de la manta es un valor casi constante (depende vagamente de la temperatura y por ello no llega a considerarse) que depende de la tensión que administre el Torivac. Así, para una potencia de 400W/m², que equivalen a 245W, se introducirán 5V en el canal 5004; y para una potencia de 800W/m², equivalentes a 495W, serán 7,1V los voltios a introducir.

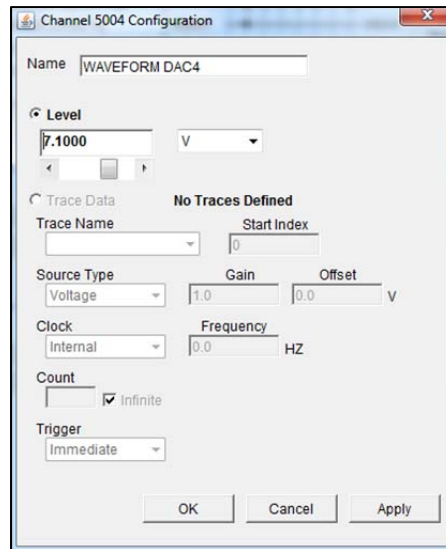


Figura 54: Pestaña Configure Channel del canal 5004 que contiene la potencia de la manta.

Una vez escrito el voltaje deseado basta con darle, o bien a *Apply* para aplicar y ver los cambios sin haber cerrado la ventana para poder seguir modificando la tensión, o bien a *Ok* para dejar fijada esa tensión.

3.2.3.1 Rango de caudales ensayados: de 6,5 a 16 kg/h

De acuerdo con el Documento Básico HE de Ahorro Energético, sección HE4 “Contribución Solar mínima de agua caliente sanitaria” apartado 3.3.5.1. *Circuito hidráulico. Generalidades.*, “El caudal del fluido portador se determinará de acuerdo con las especificaciones del fabricante como consecuencia del diseño de su producto. En su defecto, su valor estará comprendido entre 1,2l/s y 2l/s por cada 100 m² de red de captadores.”

Los 1,2l/s y los 2l/s por cada 100m² se traducen en 43,2 l/hm² y 72l/hm² respectivamente.

*Para un colector real, de 2m de longitud, 1m de ancho y un total de 9 tubos, se tiene un total de 2m² de superficie. Los valores de caudal máximos y mínimos que le corresponderían conforme a lo citado en el párrafo anterior serían pues de 86,4l/h y 144l/h, lo que equivale a un caudal mínimo por tubo de 9,6l/h y un caudal máximo por tubo de 16l/h.

*La superficie total del colector de la instalación es de 0,585m², lo que se traduce en 25,272l/h y 42,12l/h de caudal máximo y mínimo de circulación. Por cada uno de los tres tubos de los que consta el colector pasará por tanto un caudal máximo de 14,04l/h y un caudal mínimo de 8,42l/h.

3.2.3.2 Equivalencia de W a V para la aplicación web del Agilent

El procedimiento a seguir para obtener los voltios que son necesarios introducir en el canal 5004 de la aplicación web de Agilent para conseguir una determinada potencia es el que sigue. Como ejemplo se va a demostrar los 5V que corresponden con los 400W/m², pero el procedimiento de cálculo sería el mismo para cualquier caso de este tipo.

Los datos de los que se disponen inicialmente son:

- La resistencia de las mantas: una manta dispone de $27,7\Omega$ pero por la distribución en paralelo de ambas nos interesa el valor total de ambas mantas que es $55,4\Omega$.
- La tensión máxima que admite la red es 230V.
- El Agilent trabaja de 0 a 10V, por lo que los 230V equivaldrán a los 10V máximos de trabajo de Agilent (relación de transformación del autotransformador $r=10/230$).
- La superficie total de cada manta es de $0,585\text{m}^2$ aproximadamente.
- La potencia en corriente continua es proporcional a la corriente y a la tensión, por lo que se puede escribir como _____. Si el dispositivo es una resistencia de valor R la potencia también puede calcularse como _____.

Los pasos a seguir para el cambio de unidades, con la consiguiente aplicación del ejemplo mencionado, son los siguientes:

1. Obtener el equivalente en Watios a los Watios por unidad de superficie.

2. Calcular la tensión que se precisa para conseguir esa potencia.

3. Se aplica la relación de transformación de la tensión total con respecto a la del Agilent.

*Hay que tener cuidado a la hora de introducir una tensión en cualquier de los dos canales ya que el Torivac sólo admite hasta 10V, y una vez pasado este punto hay riesgo de rotura tanto del Torivac como de los elementos a los que se les está suministrando tensión.

3.2.4 Tiempo de estabilización térmica

Para hacer un seguimiento del correcto funcionamiento de la instalación a través de los datos proporcionados por cada uno de los elementos de ésta, se usa el programa “Benchlink Data Logger”. Este programa va midiendo y traduciendo las señales de tensión e intensidad que “Agilent” va recibiendo (se ha seleccionado la frecuencia máxima de escaneo que es de 3 escaneo por segundo), a la vez que las representa con respecto al tiempo y las almacena con opción a proporcionar un archivo que contenga dichos datos. La apariencia inicial al abrir el programa es la que se muestra en la *Figura 55*.

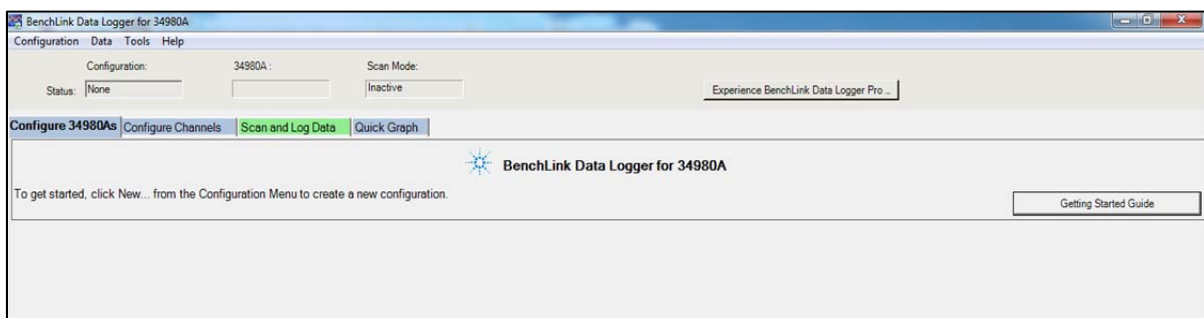


Figura 55: Inicio del programa Benchlink Data Logger

Una vez abierto el programa es necesario que el programa tenga localizado “Agilent”, que es de donde obtendrá toda la información. Para ello, basta con hacer doble click en la opción que muestra la *Figura 56* que representa el equipo mencionado (zona azul).

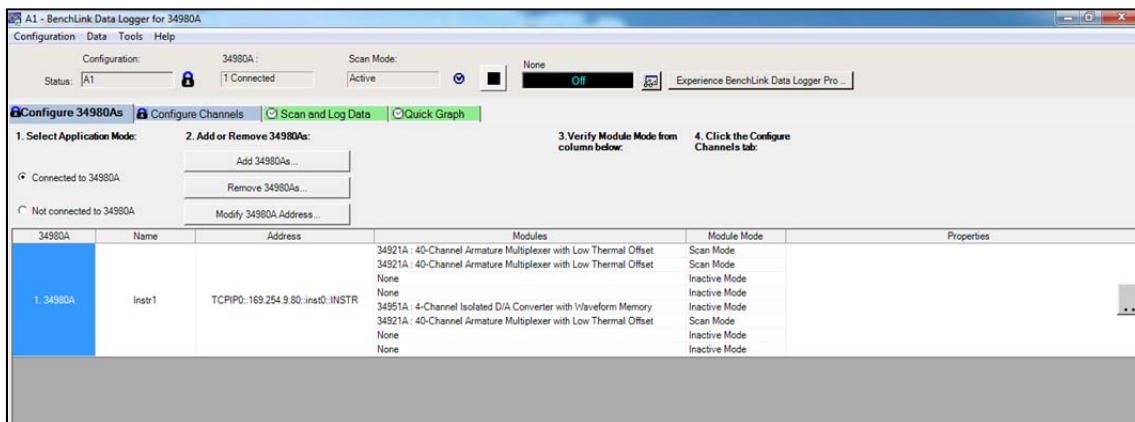


Figura 56: Localización del software Agilent dentro del programa Benchlink Data Logger.

A continuación se necesita un nuevo archivo de datos. En los ensayos que nos ocupan, al tener una configuración guardada es mucho más cómodo y rápido cargar un archivo anterior y modificarlo si fuera necesario que empezar de cero uno nuevo. Por ello, entrando en el menú *Configuration*, se seleccionará la opción *Open* tal y como se muestra en la *Figura 57*.

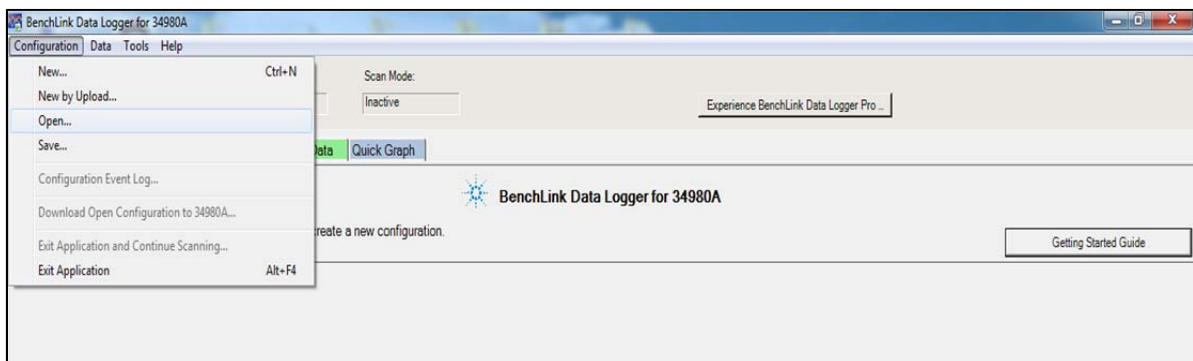


Figura 57: Abrir un nuevo archivo de datos a través de la pestaña Configuration

Seguidamente aparecerá un listado de archivos anteriores realizados hasta el momento (*Figura 58*). Como en la realización de los ensayos se ha seguido un proceso ordenado y reiterado se aconseja cargar el último o uno de los últimos archivos pertenecientes a los últimos ensayos realizados para evitar cualquier posible error en la configuración del ensayo. Cuando se tenga localizado dicho archivo basta con darle a *Open*.

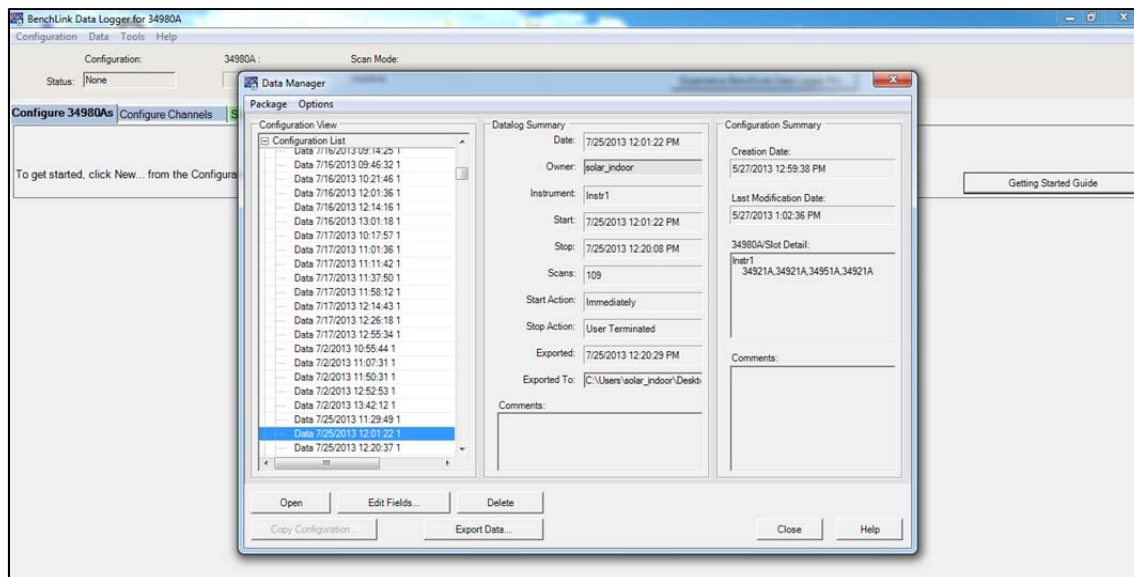


Figura 58: Selección del último archivo de datos utilizado

Aparece entonces una página como la de la *Figura 59* que, dentro de la pestaña *Scan and Log Data*, muestra los distintos canales que contienen los módulos de “Agilent” así como los nombres y unidades de la magnitud que mide cada uno de ellos. La pestaña *Channel* representa el nombre de los canales en los que se puede encontrar cada magnitud; *Scan Order* el orden de escaneo que se le impone a cada una; *Measurement* indica el modo de medida de cada magnitud según el tipo de señal que llega al Agilent, ya sea frecuencia, temperatura, corriente alterna o continua, o a través de la tensión; *Data* va proporcionando el valor de los datos que se van midiendo en el momento; *Alarm* es una opción que se puede configurar por si se quisiera que el programa avisara en caso tener un dato fuera del intervalo que se indicase; *Max* y *Min* proporcionan los valores máximos y mínimos alcanzados a lo largo del proceso de ensayo; y *Average* indica la media de los datos medidos hasta el momento.

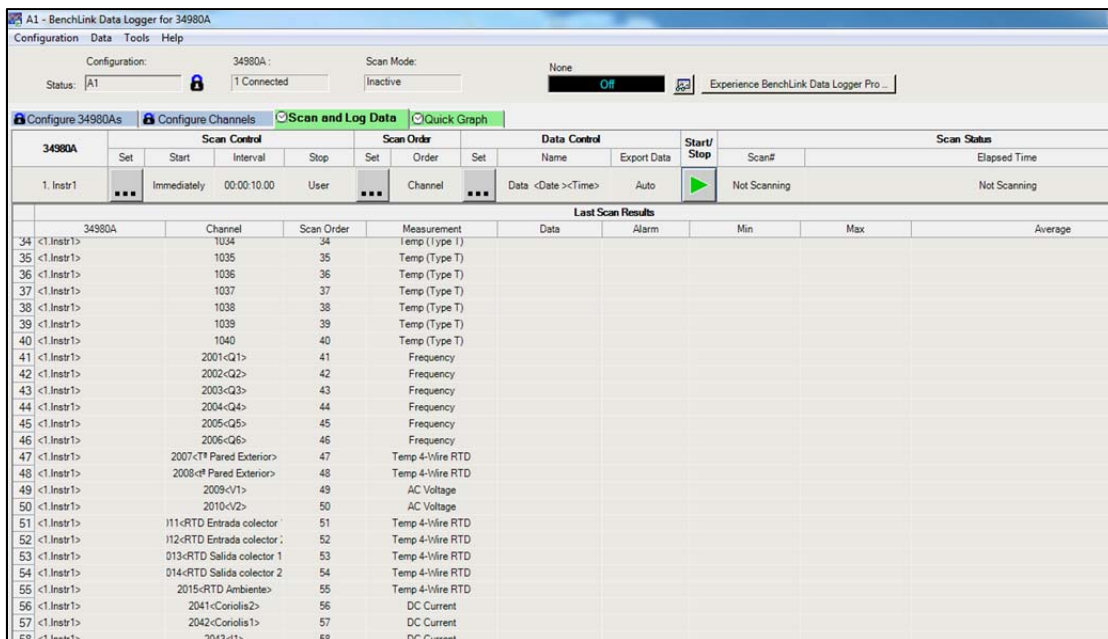


Figura 59: Aspecto del archivo de datos seleccionado donde aparecen los distintos canales que contiene el Agilent y sus unidades de medida.

El pulsador que se ve bajo la opción *Start/Stop* se utiliza efectivamente para activar o desactivar el escaneo, es decir, para iniciar y finalizar el ensayo. Para comenzar a recibir datos proporcionados por el Agilent se pulsará dicha tecla. La apariencia de esta pantalla una vez empezado el escaneo sería como el ejemplo que se muestra en la *Figura 60*, donde se llevan recopilados 61 escaneos en 10 minutos.

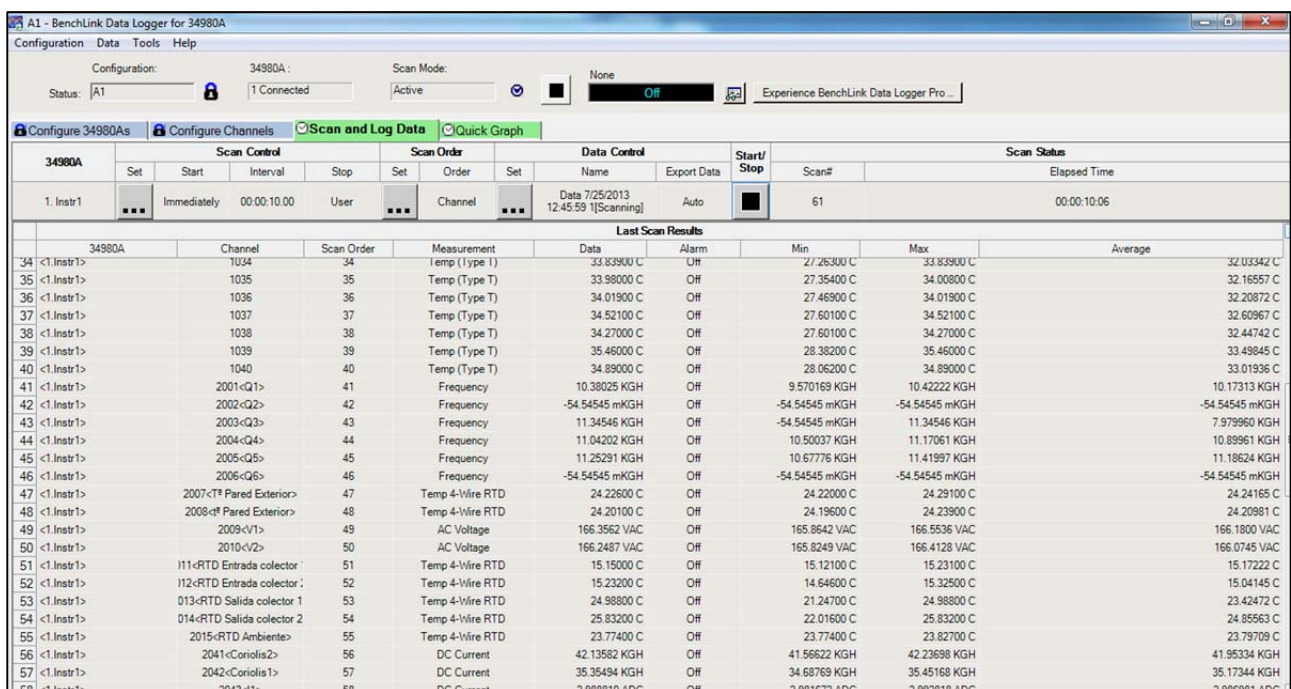


Figura 60: Apariencia de la pestaña *Scan and LogData* una vez iniciada la toma de medidas.

Existe la opción de ver gráficamente como cada una de las magnitudes medidas evolucionan con respecto al tiempo, tanto en conjunto como por separado, a través de la pestaña *Quick*

Graph. En esta opción se pueden seleccionar desde los canales que se quiere sean representados, la escala de cada uno de los ejes, el valor origen, hasta los colores que represente cada canal.

En la *Figura 61* se ve representada la temperatura de entrada en cada colector, con 15°C como valor origen, 1 minuto de escala en el eje X y 200m°C en el eje Y, el color azul marino para el canal 2012 que corresponde a la temperatura de entrada al colector 1, y el color blanco para el canal 2011 que corresponde a la temperatura de entrada al colector 2. En la tabla, en *Current Data* se puede leer el dato medido en el momento.



Figura 61: Apariencia de la pestaña *Quick Graph* al escoger dos canales de temperatura para su representación.

Para seleccionar los canales que se desean representar basta con clicar en el pulsador *Channels* en la parte inferior izquierda. Aparecerá un listado de los canales disponibles durante el ensayo con un cuadrado blanco a su derecha para poder seleccionarlos. Una vez elegidos basta con darle a *Ok* (*Figura 62*).

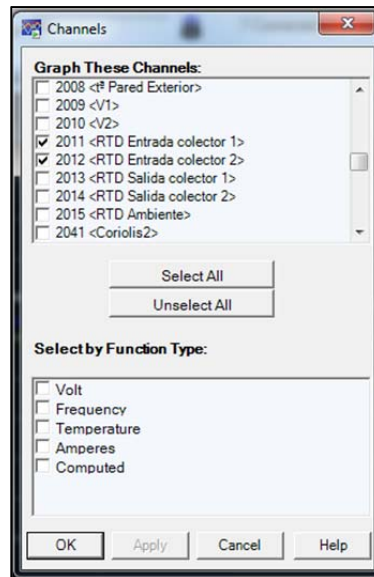


Figura 62: Opción *Channels* para seleccionar los canales que se quiere sean representados gráficamente

Además, existe un monitor que permite ver las mediciones de un solo canal sin necesidad de estar mirando la pestaña *Scan and Log Data* donde se ven las de todos los canales. Explica cómo se deja un relé abierto para estar visualizando la señal continua de un canal (no lo valores discretos) Se encuentra en la parte superior de la pantalla y se activa dentro de la opción principal *Tools*.

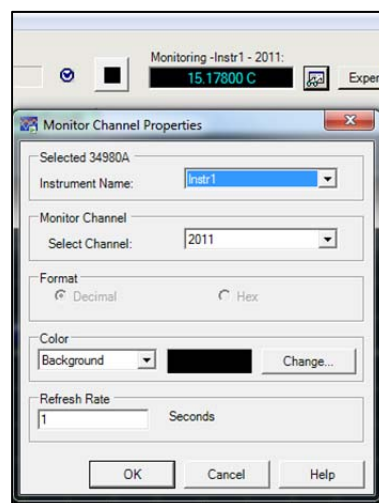


Figura 63: Pestaña *Monitor Channel Properties* para visualizar un canal en el monitor

En el tipo de ensayos que abarca este proyecto, la opción gráfica se ha utilizado principalmente para controlar las temperaturas de entrada a los colectores. Se ha buscado que esta temperatura esté siempre en 15°C, por lo que gracias a esta aplicación se ha podido seguir su evolución hasta llegar a ella y ver su continuidad durante el tiempo que se ha pretendido tomar las mediciones.

Asimismo, también se ha permitido controlar que las temperaturas a lo largo del colector se encontraban dentro de los límites permitidos durante el ensayo y que, cualquiera de las otras magnitudes medidas, estaban siguiendo el rumbo esperado.

Por último, tras parar el escaneo, este programa además facilita guardar los resultados en un documento .csv que más tarde se puede pasar a los formatos deseados. Para guardar dichos resultados, al presionar el pulsador *Start/Stop* de nuevo, aparece una pantalla emergente. En esta pantalla se selecciona la opción *Export Data* en la parte inferior izquierda. Al presionar aparece una segunda pantalla emergente en la que habrá que presionar ahora el pulsador *Export to File* para direccionar los datos a la carpeta dentro del ordenador que se desee. Esto se hará a través de la tercera pantalla emergente que también te permite nombrar el archivo como guste (Figura 64).

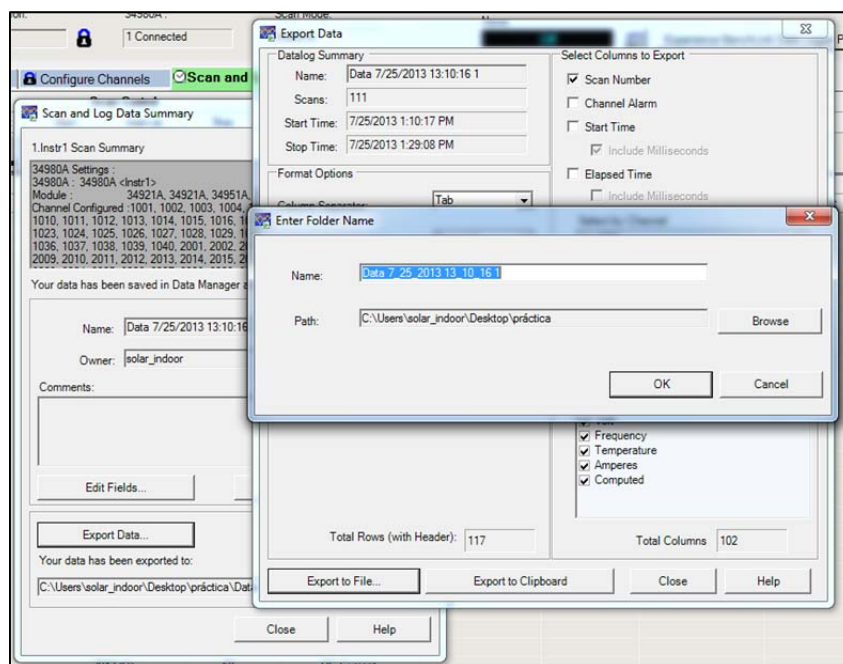


Figura 64: Ventanas *Export Data* y *Export to File* que van apareciendo a la hora de guardar el archivo de datos ensayado.

3.2.5 Establecer una consigna para el PID en la temperatura de entrada a los colectores (EZzone)

Como se ha mencionado con anterioridad, se busca la estabilización de la temperatura de entrada a los colectores en 15°C. Se busca este valor de temperatura porque se quiere que la temperatura media del colector se asemeje lo más posible a la temperatura ambiente y evitar en mayor medida las pérdidas al exterior. Esto depende principalmente de la potencia del ensayo o del caudal. Hay veces que basta con la enfriadora para obtenerla, pero hay otras veces (la mayoría de ellas) que es necesario establecer una consigna a través del PID.

Si se diera este último caso, habría que utilizar el programa “Watlow EZ-ZONE Configurator”. Éste es el software que controla el PID de manera remota para que el PID haga las veces de controlador de la temperatura de entrada a través de las sondas de temperatura instaladas en esta zona.

Al clicar en el icono que corresponde con el software mencionado se visualizará en la pantalla un escaneo que realiza inicialmente el programa para encontrar todos los elementos conectados a él. En la instalación presente únicamente se encuentra conectado el PID, por lo

que únicamente aparecerá un elemento en la lista. Se puede ver este hecho claramente en la imagen que se muestra (Figura 65)

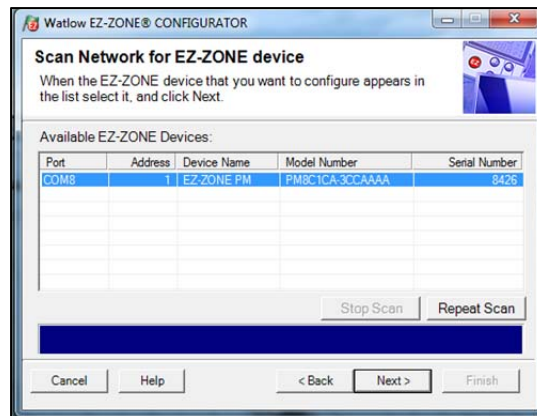


Figura 65: Listado de los elementos manejados con EZ-ZONE

Aparece en la parte superior de la Figura 65 un aviso que indica que basta con seleccionar el elemento con el que se quiere trabajar y presionar *Next* para acceder a él.

Una vez seleccionado el elemento, se visualiza la página principal de “Watlow EZ-ZONE” (Figura 66). Aparece en la parte izquierda un menú cuyas opciones y subopciones están posicionadas mediante un esquema tipo árbol. Conforme se selecciona la opción que se desee se abren el resto de subopciones a la vez que el aspecto de la pantalla de la parte derecha cambia. Esta pantalla permite variar los datos y proporciona información sobre las variables que se están midiendo.

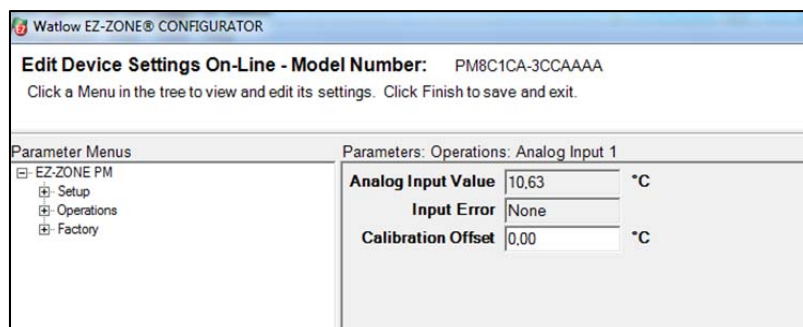


Figura 66: Inicio del programa EZ-ZONE operando con el PID seleccionado

En los ensayos practicados en este proyecto se han ido variando las temperaturas de entrada a las que se pretendía que llegara cada uno de los colectores, mientras se han ido estudiando los coeficientes proporcionales, derivativos e integrales pertenecientes al PID más óptimos a la temperatura buscada.

Dentro de las tres opciones presentes en el menú, se va a trabajar principalmente con la pestaña *Operations*. Esta opción presenta a su vez las opciones que se aprecian en la Figura 67.

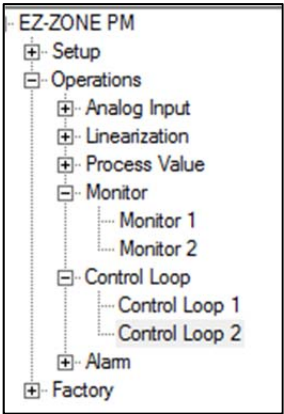


Figura 67: Ramas del menú Operations

Se encuentran desdobladas las opciones *Monitor* y *Control Loop* porque son las que se han utilizado durante los ensayos y que van a ser descritas. El número 1 y 2 que apellida cada rama del árbol se refiere a cada colector. Así, por ejemplo, *Monitor 1* indica los datos del *colector 1*.

Cuando haya transcurrido un tiempo suficiente en el que se supone que la temperatura de entrada debe haberse estabilizado y no lo ha hecho (tiempo que depende de cada ensayo pero que suele ser mínimo 40 minutos y máximo 2 horas y media), es necesario que el PID intervenga pues es probable que la temperatura no se estabilice. Para ello, se ha de estudiar el valor que está midiendo la sonda de temperatura en el momento y estimar, teniendo en cuenta que la progresión de subida o bajada de temperatura a través del PID no es lineal, los grados a añadir o restar que difieren del valor deseado de temperatura. Esta estimación se hace “a ojo” a base de ir subiendo y bajando el punto al que se quiere llegar.

Para variar el punto de ensayo hay que clicar la rama *Control Loop*. La pantalla de la derecha tendrá la forma de la Figura 68. En ella se visualizan los parámetros que influyen en este proceso. Destacan principalmente a lo largo del ensayo *Closed-Loop Set Point*, *Idle Set Point*, *Heat Proportional Band*, *Time Integral* y *Time Derivative*, es decir, el punto al que se quiere llegar, el punto de la temperatura ambiente y las componentes proporcional, integral y derivativa del controlador, respectivamente. Basta con introducir el valor estimado del punto de ensayo en la caja *Closed-Loop Set Point* para que el controlador actúe.

Parameters: Operations: Control Loop 2		
Control Mode	Auto	▼
Autotune Set Point	100	%
Autotune	No	▼
Closed-Loop Set Point	15,48	°C
Idle Set Point	23,89	°C
Heat Proportional Band	5,56	°C
Heat Hysteresis	1,00	°C
Cool Proportional Band	30335620,00	°C
Cool Hysteresis	1,67	°C
Time Integral	15	
Time Derivative	3	
Dead Band	0,00	°C
Open Loop Set Point	0,0	%

Figura 68: Variables del menú Control Loop

*Hay que tener especial cuidado a la hora de introducir los datos con valores decimales ya que la coma indica la parte decimal pero el punto indica separación entre miles, millones, etc. El poner un punto en vez de una coma provocaría una fuerte subida de la temperatura en la manta que conllevaría unas consecuencias nefastas en la instalación (rotura, quemado, incendio, etc.)

Dentro de *Control Loop* existe el modo *Autotune*. Este modo permite que el controlador PID se autoestabilice alrededor del valor medido justo en el instante de seleccionarlo, es decir, el *Autotune* varía las componentes proporcional, derivativa e integral del PID, reconfigurando el PID para conseguir el objetivo. Se utiliza generalmente una vez que, por mucho que se estime el punto de trabajo el controlador no consigue estabilizar la sonda en torno a él de manera estable. En los ensayos que trata este proyecto se ha realizado un *Autotune* en aquellos más difíciles de nivelar como han sido los de caudal de 27kg/h y de 150kg/h, los de menor y mayor caudal.

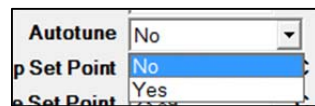


Figura 69: Opción Autotune dentro del menú Control Loop

Si lo que se pretende es visualizar el punto en el que se encuentra la sonda en el momento y compararlo con el punto de ensayo deseado se utiliza la rama *Monitor*. Al clicar dicha opción aparece en la pantalla de la derecha una serie de parámetros. Así, *Process Value Active* se refiere al dato que se está midiendo en el momento, y *Closed-Loop Set Point* es el dato que se ha introducido en el programa, el punto de ensayo.

Parameters: Operations: Monitor 2		
Control Mode Active	Auto	
Heat Power	16,3	%
Cool Power	0,0	%
Closed-Loop Set Point	15,48	°C
Process Value Active	15,49	°C

Figura 70: Parámetros dentro del menú Monitor

Aparecen también en esta opción los valores *Heat Power* y *Cool Power* que se refieren al poder calorífico en % que existe durante el proceso. La caja *Control Mode Active* indica si el PID se encuentra en modo manual o automático.

Resumiendo, se trata de ir modificando el punto de ensayo hasta conseguir estabilizar la temperatura de entrada a los colectores en 15°C (se consigue visualizar en la opción gráfica de “Benchlink Data Logger”) prestando especial atención a que el PID no se desconfigure, y en tal caso haya que realizar un *Autotune*.

3.2.6 Conexión automática de la enfriadora a través de “Denkovi Relay Manager”

Tal y como se describe en el apartado “3.1 Descripción de los elementos de la instalación”, la máquina frigorífica tiene la opción de ser controlada mediante el ordenador a través de su conexionado a una tarjeta de relés. Esta tarjeta de relés se manipula a través de un software llamado “Denkovi Relay Manager”.

El proceso para controlar el encendido y apagado de la enfriadora automáticamente es el siguiente.

Al encender el software es necesario seleccionar la tarjeta de relés con la que se quiere trabajar. En esta instalación se dispone de una tarjeta de cuatro relés con cuatro puertos usb por lo que habrá que seleccionar dicha tarjeta. Para hacerlo, hay que desdoblar la opción *Select device type* situada en la esquina inferior derecha de la pantalla principal del programa, y escoger el tipo que se precise, en nuestro caso *4 Relay Brd USB* (Figura 71).



Figura 71: Selección del tipo de tarjeta de relés que controlan la máquina frigorífica

A continuación se ha de abrir un nuevo trabajo pulsando la tecla *New* situada justo debajo de la selección del tipo de tarjeta. Seguidamente hay que ejecutar el comando clicando en la opción *Open* dentro de *Device settings* a la izquierda de la opción anterior.

Hay que prestar especial atención a que la opción *Device status* (debajo de *Device settings*) cambia del color amarillo, que indica desactivado, al color verde que indica que el comando se está ejecutando correctamente, tal y como se aprecia en la Figura 72.

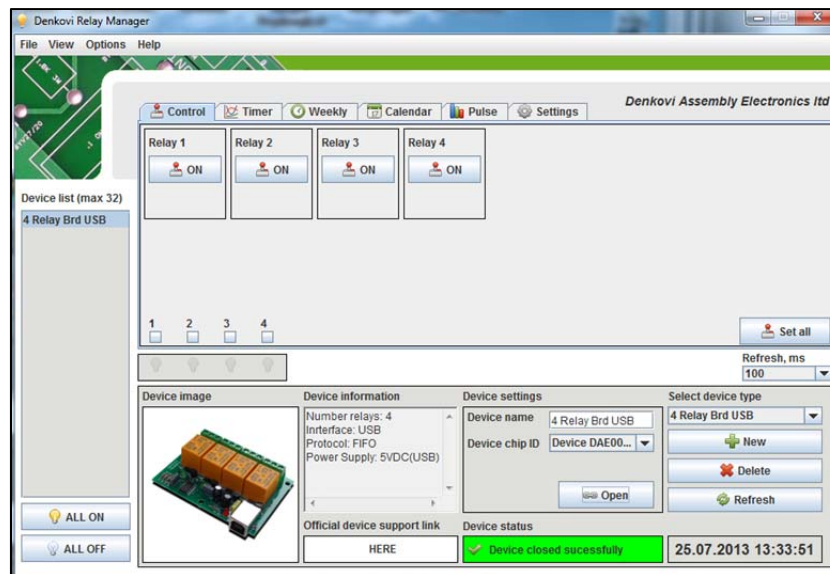


Figura 72: Ventana principal del software Denkovi Relay Manager donde la tarjeta de relés seleccionada está ejecutada correctamente (color verde)

Finalmente falta conectar la enfriadora. Ésta se encuentra conectada en el relé número 1. Para conectar-desconectarla basta con clicar ON-OFF en el relay atribuido. En la Figura 73 que se muestra se aprecia cómo se encuentra conectado el relay 1 y el resto desconectados.

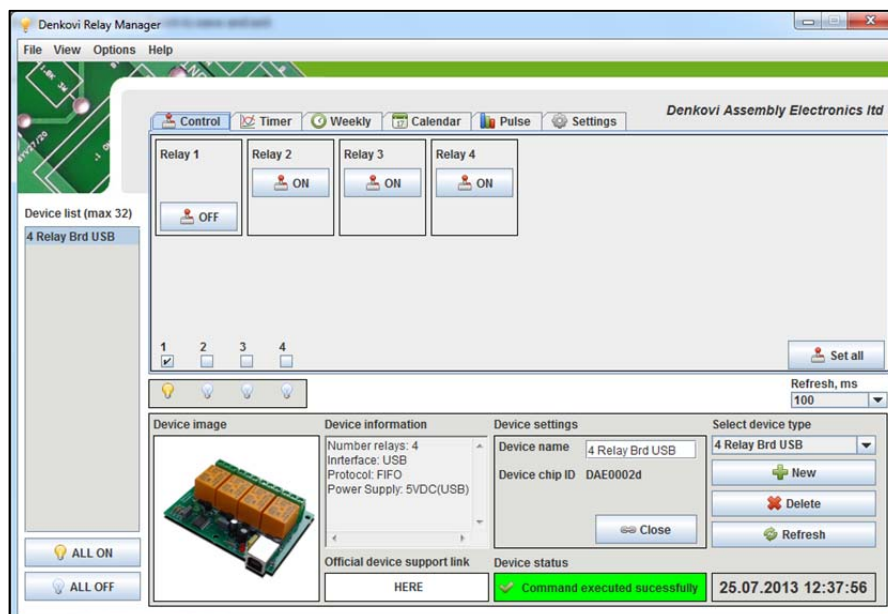


Figura 73: Activación del relé número 1 a través del cual se enciende la máquina frigorífica

Para desconectar el ensayo únicamente habría que clicar en la opción *Close* existente en *Device settings* (Figura 74).

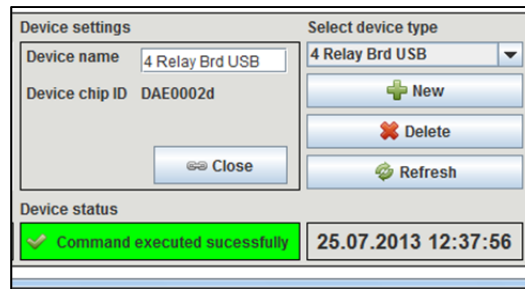


Figura 74: Opción Close en Device Settings situado en la parte inferior derecha de la ventana del software

3.2.7 Presurizado, despresurizado y purgado del circuito

En primer lugar se procede al cierre del circuito y el conectado de los manguitos de entrada y salida a cada uno de los tres tubos de cobre mediante unas bridas instaladas en dichos manguitos. Se debe comprobar que estas bridas están correctamente apretadas para evitar cualquier tipo de fuga de fluido. A continuación, se abre la válvula de entrada de fluido al circuito que se encuentra en la impulsión de la bomba de llenado y se da corriente a la máquina centrífuga por medio de un interruptor que ésta posee en uno de sus laterales. La bomba de llenado en funcionamiento llenará el circuito de fluido desde un tanque conectado a la aspiración y presurizará el circuito hasta los 2,5bares aproximadamente. Una vez se ha alcanzado esta presión se cierra la válvula que se encuentra después de la impulsión, en la entrada al circuito, e inmediatamente después se apaga la bomba mediante el mismo interruptor. Al haber cerrado la válvula de entrada el fluido queda en el interior a la presión mencionada.

Sin embargo, este sistema de llenado hace que en el interior queden atrapadas grandes cantidades de burbujas de aire que falsean las medidas de presión e impiden el correcto funcionamiento de la bomba. Por lo tanto, es muy importante llevar a cabo un correcto y minucioso purgado del circuito que permita la toma de unas medidas precisas.

En primer lugar se ha de abrir a la mitad las dos válvulas de purgado que conectan con el exterior los puntos de toma de la medida de presión. Al abrir estas válvulas comenzará a salir el fluido de ensayo con grandes cantidades de aire de manera que se mantendrán abiertas el tiempo necesario hasta que el fluido que está saliendo del circuito no posea burbujas de aire.

Una vez que ha dejado de salir aire se cierran las válvulas y se conecta la bomba circuladora de caudal a la mitad de su régimen de giro. Esto es, inducir una tensión de 5V desde el sistema de control hasta los bornes 0 y L del variador de frecuencia o de manera manual seleccionar una frecuencia de 25 Hz. Se deja la bomba circuladora funcionando y moviendo caudal a través de los tubos un par de minutos aproximadamente de tal manera que suban a la parte superior del circuito las burbujas de aire que han podido quedar atrapadas en algún punto del interior.

Transcurrido este tiempo se apaga la bomba circuladora y se presionan para que el aire restante salga al exterior.

3.2.8 Procedimiento de cambio de fluido (limpieza del circuito interior)

Como ya es sabido, en los ensayos llevados a cabo en este proyecto se ha trabajado, por un lado con agua y, por otro, con propilenglicol al 30%, es decir, con dos fluidos distintos. Y al ser la instalación de ensayo la misma, se ha precisado proceder a un cambio de fluido. El procedimiento a seguir cada vez que se precise cambiar de fluido, por tanto, es el siguiente.

Para ello, y en primer lugar hay que vaciar completamente la instalación, sacando incluso las tuberías de salida de los caudalímetros efecto Coriolis y haciendo funcionar la bomba para desalojar el caudal en la sección más baja de la instalación (plano donde se encuentra dichos caudalímetros entre otros elementos).

Una vez vaciada y antes de introducir el nuevo fluido, es necesario hacer una limpieza con el fluido con el que se va a trabajar a continuación. La razón es que aunque se haya vaciado correctamente la instalación, siempre queda fluido residual en volúmenes muertos que más adelante provocaría cambio en las propiedades del fluido que se introduce seguidamente. La solución es llenar, o hacer circular con el fluido con el que se quiere trabajar para "limpiar" y una vez que el residuo o volumen muerto que se tiene es del fluido con el que se va a trabajar, ya se puede llenar completamente, sin miedo a que las propiedades cambien.

3.2.9 PROTOCOLO DE ENSAYO (Resumen)

Por tanto, el orden correcto a seguir para que el arranque y correcto seguimiento del ensayo es el siguiente:

- I. Conectar bomba auto-manual
- II. Puesta a punto para la toma de datos
- III. Accionar la bomba mediante la aplicación web del "Agilent" y establecer el caudal que se busca para el ensayo.
- IV. Conectar la máquina térmica a través de "Denkovi Relay Manager".
- V. Establecer la potencia a través de la aplicación web del "Agilent (IP)".
- VI. Esperar y estudiar el tiempo de estabilización térmica mediante el estudio de la temperatura de los termopares y a través de la representación de la temperatura de la sonda exterior alrededor del punto de ensayo esperado utilizando "Benchlink Data Logger". Asimismo tener precaución con los máximos y mínimos admisibles para cada magnitud medida y en caso de sobrepasarlos abortar el ensayo.
- VII. En caso de no llegar a la estabilización térmica, establecer una consigna para el PID en la temperatura de entrada a los colectores ("EZzone").
- VIII. Una vez conseguida la estabilización tomar tantas medidas como se prefiera y guardar el archivo de datos para, posteriormente, procesarlo con "Matlab" y obtener los estudios deseados.

4 Ensayos de transferencia de calor

4.1 Cálculo de la incertidumbre del número de Nusselt debida a los instrumentos de medida

El número de Nusselt ha sido obtenido a través de la siguiente expresión:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} = \frac{q''}{T_p - T_f} \cdot \frac{D}{k} \text{ con } q'' = \frac{q}{S} = \frac{\dot{m}C_p(T_s - T_e)}{2\pi rL} \quad (4.1.1)$$

$$Nu = \frac{\dot{m}C_p(T_s - T_e)}{2\pi \frac{D}{2} L \cdot (T_p - T_f)} \cdot \frac{D}{k} = \frac{\dot{m}C_p(T_s - T_e)}{\pi Lk \cdot (T_p - T_f)} \quad (4.1.2)$$

Mediante la siguiente ecuación se puede calcular la incertidumbre del número de Nusselt debida a los instrumentos de medida:

$$u_{Nu}^2 = \left(\frac{\partial Nu}{\partial \dot{m}}\right)^2 u_{\dot{m}}^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_s}\right)^2 u_{T_s}^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_e}\right)^2 u_{T_e}^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_p}\right)^2 u_{T_p}^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_f}\right)^2 u_{T_f}^2 \quad (4.1.3)$$

La influencia sobre la incertidumbre del calor específico C_p , de la longitud L y de la conductividad térmica k se consideran despreciables y por lo tanto no se tienen en cuenta.

Derivando parcialmente la expresión correspondiente al cálculo del número de Nusselt respecto a las magnitudes de las que ésta depende, se obtienen cada una de las expresiones que a continuación se presentan:

$$\frac{\partial Nu}{\partial \dot{m}} = \frac{C_p(T_s - T_e)}{\pi Lk \cdot (T_p - T_f)} \quad (4.1.4)$$

$$\frac{\partial Nu}{\partial T_s} = \frac{\dot{m}C_p}{\pi Lk \cdot (T_p - T_f)} \quad (4.1.5)$$

$$\frac{\partial Nu}{\partial T_e} = \frac{\dot{m}C_p(-1)}{\pi Lk \cdot (T_p - T_f)} \quad (4.1.6)$$

$$\frac{\partial Nu}{\partial T_p} = -\frac{\dot{m}C_p(T_s - T_e)}{\pi Lk(T_p - T_f)^2} \quad (4.1.7)$$

$$\frac{\partial Nu}{\partial T_f} = \frac{\dot{m} C_p (T_s - T_e)}{\pi L k (T_p - T_f)^2} \quad (4.1.8)$$

Sustituyendo en la expresión general cada término anterior se obtiene la expresión que calcula la incertidumbre del número de Nusselt debido a las incertidumbres de las magnitudes principales:

$$u_{Nu} = \frac{C_p}{\pi L k} \sqrt{\left(\frac{T_s - T_e}{T_p - T_f}\right)^2 u_{\dot{m}}^2 + \left(\frac{\dot{m}}{T_p - T_f}\right)^2 u_{T_s}^2 + \left(-\frac{\dot{m}}{T_p - T_f}\right)^2 u_{T_e}^2 + \left(-\frac{\dot{m}(T_s - T_e)}{(T_p - T_f)^2}\right)^2 u_{T_p}^2 + \left(\frac{\dot{m}(T_s - T_e)}{(T_p - T_f)^2}\right)^2 u_{T_f}^2}$$

A continuación se muestran los datos técnicos proporcionados por el fabricante ya que las precisiones de medida de las magnitudes primarias están marcadas por éste:

Medida	Error
Caudalímetro de Coriolis	$\pm 0,2\%$ de la medida
Sondas PT100 $\frac{1}{10}$ DIN Clase B	0,03°C
Termopares tipo T	0,5°C

Se recuerda que las medidas de caudal se realizaron a través del caudalímetro de efecto Coriolis; las medidas de temperatura de entrada y salida del fluido al captador se obtuvieron a partir de las sondas PT100 instaladas en ambos extremos de la placa solar; a través de los siete termopares instalados alrededor del tubo se adquirieron los datos pertenecientes a la temperatura de pared del tubo como la media de las temperaturas obtenidas por cada termopar; y por último, la temperatura del fluido se logró a través de una expresión entre la temperatura de entrada y de salida del fluido al captador.

Por lo tanto, las precisiones de cada magnitud son las siguientes:

$$u_{\dot{m}} = 0,002 \cdot \dot{m} \quad (4.1.9)$$

$$u_{T_e} = u_{T_s} = 0,03^\circ\text{C} \quad (4.1.10)$$

$$u_{T_{px}} = 0,5^\circ\text{C} \text{ y } \bar{T}_p = \frac{\sum_{i=1}^7 T_{px}}{7} \quad (4.1.11)$$

$$u_{T_p} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_p}{\partial T_1}\right)^2 u_{T_1}^2 + \left(\frac{\partial T_p}{\partial T_2}\right)^2 u_{T_2}^2 + \dots + \left(\frac{\partial T_p}{\partial T_7}\right)^2 u_{T_7}^2} \quad (4.1.12)$$

$$= \sqrt{\left[\left(\frac{1}{7}\right)^2 \cdot 0,5^2\right] \cdot 7} = \frac{u_T}{\sqrt{7}} = 0,189^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned}
 T_f &= T_e \left(1 - \frac{1610}{1800}\right) + T_s \Rightarrow u_{T_f} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_f}{\partial T_e}\right)^2 u_{T_e}^2 + \left(\frac{\partial T_f}{\partial T_s}\right)^2 u_{T_s}^2} \\
 &= 0,03 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{1610}{1800}\right)^2 + 1} = 0,0302^\circ\text{C}
 \end{aligned}
 \tag{4.1.13}$$

4.2 Estudio de la transferencia de calor a lo largo del tubo

En este apartado se va a proceder a analizar los resultados obtenidos en los ensayos realizados con tubo liso y con muelles insertados a lo largo de los tubos del captador. En primera instancia se obtendrán conclusiones a partir de los datos procedentes de los ensayos llevados a cabo con potencia de la manta de 400W/m^2 , y seguidamente, se procederá a obtener las conclusiones que se desprenden de los ensayos con potencia de la manta de 800W/m^2 .

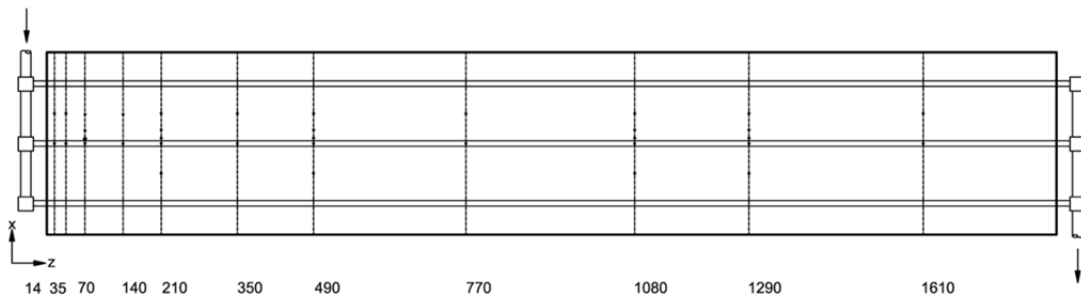


Figura 75: Esquema del captador solar con las secciones longitudinales sobre las que se ha medido la temperatura

Para la consecución de los ensayos con muelles insertados en los tubos se han utilizado dos muelles diferentes. Las características geométricas de cada uno se aprecian en la Tabla 4. Una forma común de identificar un muelle es a través de su paso dimensional que es el paso “p” dividido por el diámetro “d”, y de su espesor dimensional, que no es más que el espesor “e” del alambre dividido por el diámetro total “d” (Figura 76).

Los valores para los muelles escogidos para los ensayos de y de son 1.5 y 0.071 para el primer muelle, y 1.07 y 0.2 para el segundo.

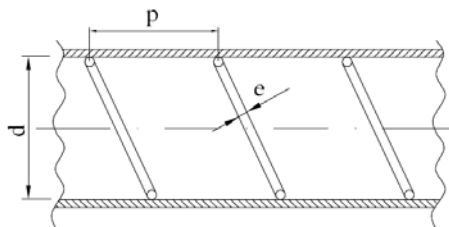


Figura 76: Medidas geométricas de un muelle

WIRE COIL	d (mm)	p (mm)	e (mm)	p/d	e/d
WC01	7	10.5	0.5	1.5	0.07
WC02	7	7.5	1.4	1.1	0.2

Tabla 4: Características geométricas de los muelles utilizados en los ensayos

4.2.1 Potencia de la manta 400W/m^2

Como ya se ha mencionado anteriormente, dos han sido los fluidos ensayados: agua y mezcla de agua con propilenglicol al 30%. Por ello este apartado recoge inicialmente las conclusiones de los estudios con agua, y seguidamente las conclusiones de los estudios con propilenglicol al 30%.

4.2.1.1 Ensayos realizados con agua

En la *Figura 77* se muestra la variación del número de Nusselt con respecto al caudal en los ensayos con tubo liso y los ensayos con muelles insertados, siendo agua el fluido circulante. Se observa cómo para ambos muelles y para todos los casos de caudal la transmisión de calor es superior a la del tubo liso. Además, la transmisión es mayor en el muelle más denso tal y como se esperaba por el *swirl* del flujo central y los continuos desprendimientos y readhesiones de la capa límite que se producen aguas abajo de los muelles.

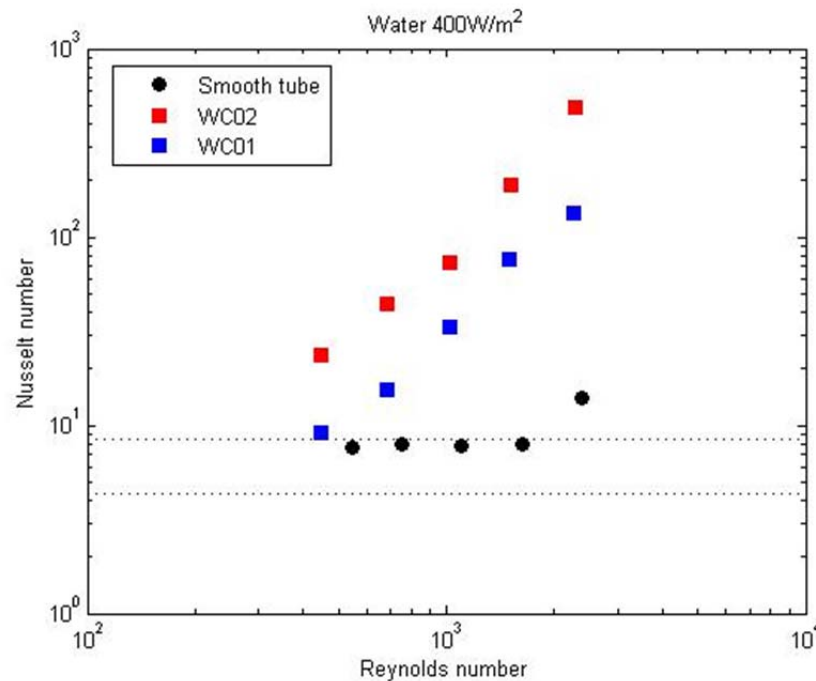


Figura 77: Variación del número de Nusselt con respecto al caudal en tubo liso y con muelles insertados (ensayos realizados a 400W/m^2 con agua)

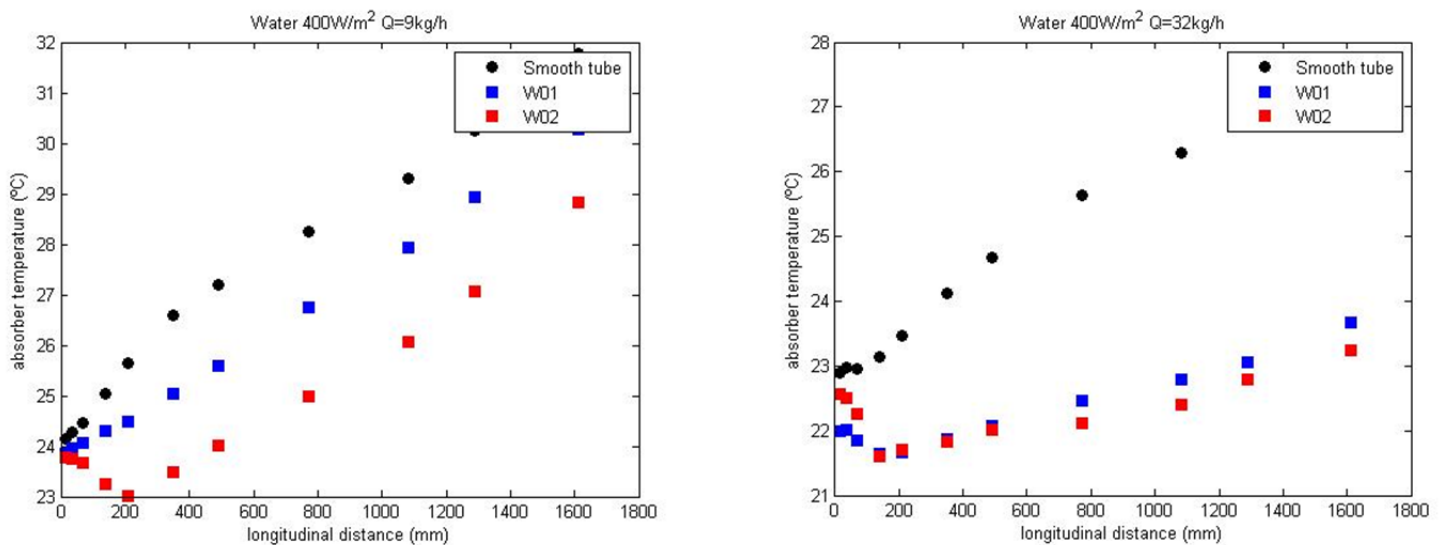


Figura 78: Temperatura del absorbedor a lo largo del colector en tubo liso y muelles insertados para agua a 400W/m^2 con caudal de a) 9kg/h por tubo y b) 32kg/h por tubo.

En la *Figura 78.a)* se presenta la distribución longitudinal de temperatura en la sección central del absorbedor, para un flujo de calor $q'' = 400 \text{ W/m}^2$ y un caudal de agua de 9 kg/h por tubo. En esta situación, la temperatura del absorbedor es máxima cuando no existen elementos insertados en los tubos. La inserción del muelle W01 disminuye la temperatura media del absorbedor en 1°C aproximadamente, y cuando se utiliza el muelle W02, esta caída de temperatura respecto al tubo liso es de unos $3,5^\circ\text{C}$. Este fenómeno de enfriamiento del absorbedor está asociado al aumento del coeficiente de convección en el lado tubo inducido por los muelles.

En la *Figura 78.b)* se presentan los resultados para un caudal de agua de 32 kg/h por tubo. En estas condiciones el flujo es plenamente turbulento para los dos muelles y, como puede observarse en la *Figura 77*, los coeficientes de convección son muy parecidos en ambos casos. Como consecuencia de esto, la distribución de temperatura en el absorbedor es muy parecida con los dos muelles.

A continuación en la *Tabla 5*, *Tabla 6* y *Tabla 7* se recogen los valores del calor disipado por la manta, el calor total desprendido (q_{abs}) y el calor por unidad de superficie (flujo de calor q''), así como los valores de los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados.

Analizando dichas tablas se observa el hecho de que el flujo de calor es superior en los ensayos con tubo liso y mayor conforme aumenta el caudal. También cabe destacar que conforme aumenta el caudal, el calor absorbido por el colector en los ensayos con el muelle W02 insertado crece más grosamente con respecto a los ensayos con el muelle W01 insertado. Inicialmente, para caudales de 9 kg/h y $13,8 \text{ kg/h}$, el calor absorbido es superior en el caso del muelle W01 insertado, mientras que para el resto de caudales es superior el calor en el caso del muelle W02 insertado. Se cree por tanto que la densidad del muelle a introducir en los tubos del colector es directamente proporcional al calor absorbido así como al flujo de calor que disipa la manta y por lo tanto es beneficioso para aumentar la transferencia de calor.

Se sabe por estudios anteriores que la razón por la que el número de Prandtl aumenta conforme aumenta el caudal es debido principalmente a la viscosidad del fluido. Que el número de Prandtl sea superior a la unidad en todos los casos indica que el gradiente de temperatura cerca de la superficie es más pronunciado que el de velocidades, por lo que el espesor de la capa límite del perfil de velocidad es mayor que el de la capa límite térmica. Por otro lado, para un valor de Reynolds dado, el gradiente de temperaturas en la pared es más pronunciado a mayor Prandtl, por lo que sucede lo mismo con el valor de Nusselt.

WATER Smooth tube

\dot{m} (kg/h)	q_{abs} (W)	q'' (W/m ²)	Ra	Re	Pr
9	93,9	2302	1,4868E+05	546	6,61
13,8	95,2	2333	1,3296E+05	751	6,99
21,2	100,0	2452	1,2729E+05	1095	7,20
32,5	105,9	2597	1,2559E+05	1624	7,49

50	112,6	2761	1,2741E+05	239\$	7,63
----	-------	------	------------	-------	------

Tabla 5: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con agua a 400W/m² con tubo liso

WATER WC01

\dot{m} (kg/h)	q_{abs} (W)	q'' (W/m ²)	Ra	Re	Pr
9	77,4	1897	1,2320E+05	448	6,59
13,8	83,4	2043	1,1494E+05	686	7,03
21,2	85,3	2092	1,0625E+05	1018	7,34
32,5	85,8	2103	9,9510E+04	1498	7,55
50	84,7	2076	9,3330E+04	2254	7,71

Tabla 6: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con agua a 400W/m² con el muelle W01 insertado

WATER WC02

\dot{m} (kg/h)	q_{abs} (W)	q'' (W/m ²)	Ra	Re	Pr
9	75,4	1847	1,1850E+05	446	6,63
13,8	80,3	1967	1,0959E+05	683	7,06
21,2	87,2	2138	1,0918E+05	1020	7,32
32,5	96,1	2355	1,1335E+05	1507	7,50
50	105,9	2595	1,1941E+05	2273	7,64

Tabla 7: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con agua a 400W/m² con el muelle W02 insertado

4.2.1.2 Ensayos realizados con propilenglicol al 30%

En el caso de los ensayos con propilenglicol, se observa en la *Figura 79* que para el caso del muelle más denso la transmisión es superior al tubo liso desde el inicio. Sin embargo, para el muelle fino la transmisión empezaría a ser significativa con respecto al tubo liso a partir de $Re = 400$. El alcance de los ensayos experimentales no permite explicar la razón por la que el muelle proporciona peores coeficientes de transmisión de calor que el tubo liso para $Re < 400$. Una hipótesis razonable es que la presencia del muelle anula las corrientes de convección natural que existen para ese régimen de funcionamiento con tubo liso. A medida que crece el número de Reynolds, se ha demostrado en trabajos anteriores que ciertos mecanismos aumentan su influencia en la mejora de la transferencia de calor; en particular, el *swirl* del flujo central y los continuos desprendimientos y readhesiones de la capa límite aguas abajo de los muelles. Cabe esperar que para $Re = 400$, el efecto de estos mecanismos supera el efecto negativo asociado a la ausencia de convección natural.

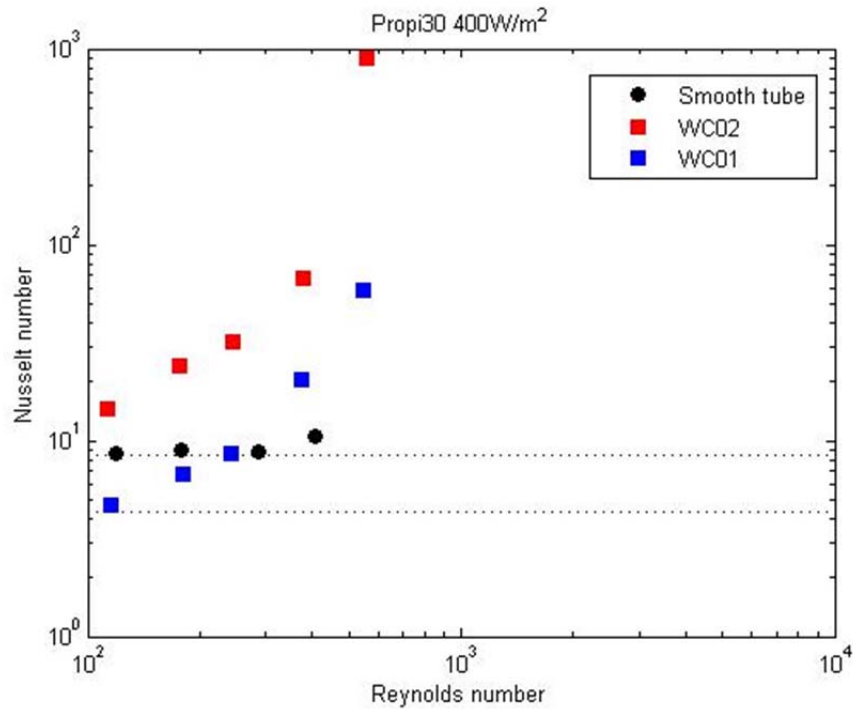


Figura 79: Variación del número de Nusselt con respecto al caudal en tubo liso y con muelles insertados (ensayos realizados a 400W/m² con propilenglicol al 30%)

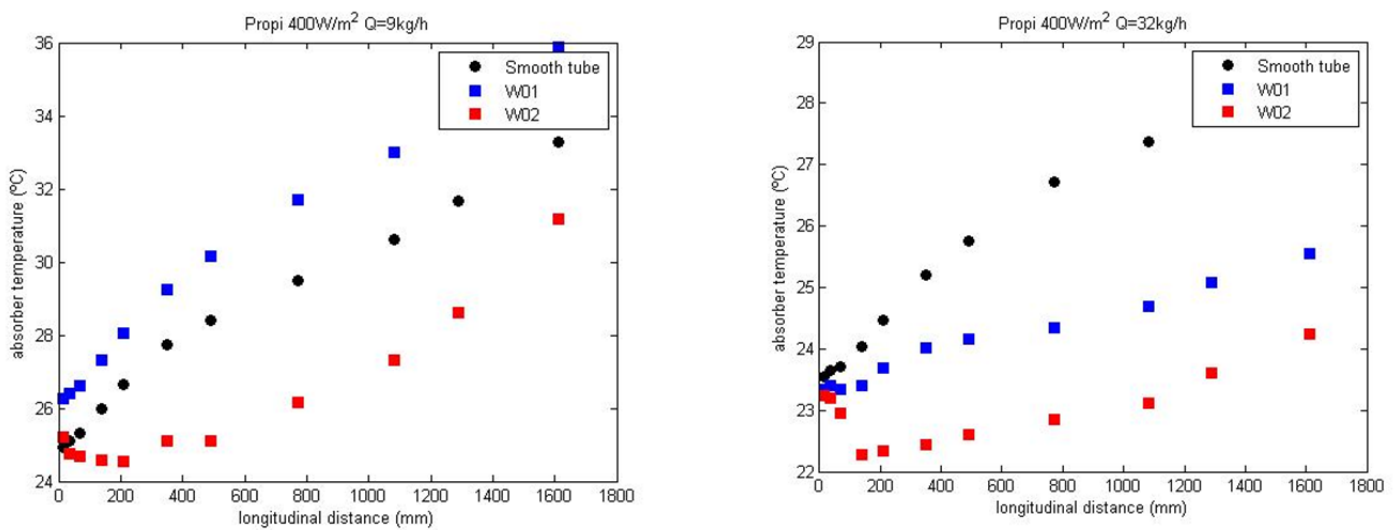


Figura 80: Temperatura del absorbedor a lo largo del colector en tubo liso y muelles insertados para propilenglicol30% a 400W/m² con caudal de a) 9kg/h por tubo y b) 32kg/h por tubo.

En la *Figura 80.a*) se presenta ahora la distribución longitudinal de temperatura en la sección central del absorbedor con el propilenglicol al 30% circulando al mínimo caudal ensayado. En esta situación, la temperatura del absorbedor es máxima cuando el muelle W01 se encuentra insertado en los tubos. La inserción del muelle W01 aumenta la temperatura media del absorbedor en 2°C aproximadamente con respecto a la situación de no tener ningún elemento insertado en los tubos, y cuando se utiliza el muelle W02, se produce una caída de temperatura respecto al tubo liso de unos 3°C y respecto al muelle W01 de unos 5°C. La

hipótesis planteada en el párrafo anterior sobre que la presencia del muelle W01 en regímenes de $Re < 400$ anula las corrientes de convección natural que existen para ese régimen de funcionamiento con tubo liso explicaría el hecho de que se produzca un calentamiento del absorbedor al insertar el muelle W01 con caudales de 9kg/h. Asimismo, el fenómeno de enfriamiento del absorbedor producido al insertar el muelle más denso está asociado al aumento del coeficiente de convección en el lado tubo inducido por los muelles.

En la *Figura 80.b)* se presentan los resultados para un caudal de agua de 32 kg/h por tubo. En estas condiciones la temperatura del absorbedor es inferior con elementos insertados que sin ellos en todos los casos. El flujo es plenamente turbulento para los dos muelles y, como puede observarse en la *Figura 79*, los coeficientes de convección son muy parecidos en ambos casos a excepción del caudal superior que es muy superior en el caso del muelle más denso. Como consecuencia de esto, la distribución de temperatura en el absorbedor es muy parecida con los dos muelles existiendo una diferencia de 1,5°C entre ambos muelles y un total de 4,5°C entre los ensayos con el muelle W02 insertado en los tubos (caso de enfriamiento del absorbedor superior), y los ensayos con los tubos lisos.

Se muestran ahora el calor desprendido de la manta y absorbido por el colector y el flujo de calor según los distintos caudales ensayados, así como el número de Rayleigh, el número de Reynolds y el número de Prandtl obtenidos con propilenglicol como fluido circulante.

En la condición de tubo liso, *Tabla 8*: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con propilenglicol 30% a 400W/m² con tubo liso *Tabla 8*, cada uno de los resultados entablados aumentan conforme el caudal va siendo superior. Con respecto a la *Tabla 9* y la *Tabla 10* referidas a los muelles insertados, el calor disipado por la manta y el flujo de calor en el caso de tubo liso se dispone generalmente de valores superiores y que varían en mayor medida con el caudal que en el caso de muelles insertados. Se ha dicho generalmente porque en la *Tabla 9* se observa que para los caudales de 9kg/h y 13,8kg/h los valores son ligeramente superiores, pero como ya se ha expuesto se debe a que el muelle W01 anula las corrientes de convección natural en esos caudales.

En cuanto al número de Prandtl sus valores se pueden considerar similares para los tres casos que se están tratando ya que todos oscilan entre 30 para el caudal inferior y 40 para superior. Se esperaba que los valores de este número adimensional fueran superiores para el caso del muelle W02 insertado en los tubos del colector ya que esto corroboraría el hecho de que la transferencia de calor es mayor, pero se desconocen las causas que explicarían la razón de por qué no se ha dado estos resultados (este hecho puede deberse tanto a fallos experimentales como a fenómenos físicos que sobrepasan los conocimientos actuales del autor de este proyecto).

PROPI30 Smooth tube

\dot{m} (kg/h)	q_{abs} (W)	q'' (W/m ²)	Ra	Re	Pr
9	70,7	1736	1,1526E+05	119	30,78
13,8	83,5	2048	1,2297E+05	178	33,39
21,2	98,1	2405	1,3203E+05	286	35,84
32,5	115,3	2826	1,4886E+05	409	37,02
50	121,4	2977	1,4895E+05	600	38,55

Tabla 8: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con propilenglicol30% a 400W/m2 con tubo liso

PROPI30 WC01

\dot{m} (kg/h)	q_{abs} (W)	q'' (W/m ²)	Ra	Re	Pr
9	74,9	1838	1,2907E+05	116	29,49
13,8	78,4	1923	1,0392E+05	181	33,23
21,2	85,0	2014	1,2589E+05	242	36,28
32,5	94,0	2305	1,1859E+05	375	37,71
50	95,2	2334	1,1509E+05	547	38,99

Tabla 9: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con propilenglicol30% a 400W/m2 con el muelle W01 insertado

PROPI30 WC02

\dot{m} (kg/h)	q_{abs} (W)	q'' (W/m ²)	Ra	Re	Pr
9	68,5	1679	1,1378E+05	112	30,35
13,8	75,8	1859	1,0869E+05	176	34,10
21,2	86,4	2117	1,1677E+05	246	35,71
32,5	94,2	2309	1,1943E+05	376	37,56
50	117,3	2875	1,4472E+05	556	38,36

Tabla 10: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con propilenglicol30% a 400W/m2 con el muelle W02 insertado

En la *Figura 81* se presenta una comparativa de los resultados obtenidos con agua y con propilenglicol al 30%. A partir de ésta se puede explicar que ambos ensayos se han estudiado por separado porque estos han sido realizados con diferentes rangos de número de Reynolds. Para los ensayos con agua se han estudiado casos con número de Reynolds desde 400 hasta 3000, mientras que para los ensayos con propilenglicol al 30% los ensayos han sido realizados con números de Reynolds desde aproximadamente 100 hasta 600.

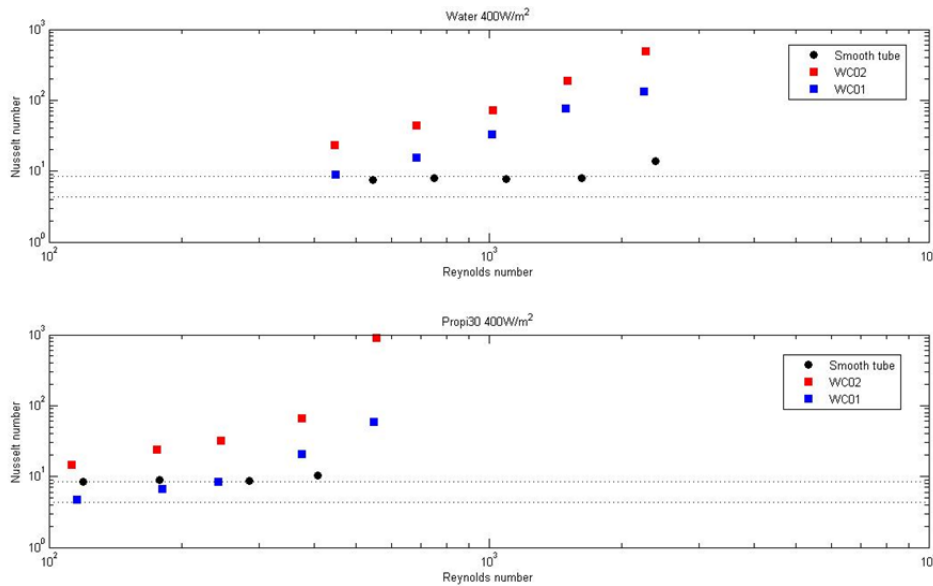


Figura 81: Comparativa de la variación del número de Nusselt con respecto al número de Reynolds en ensayos con agua y propilenglicol 30% a 400W/m^2

4.2.2 Potencia de la manta 800W/m^2

A continuación se presentan los resultados obtenidos tras realizar los ensayos con agua y propilenglicol al 30% con potencia de la manta 800W/m^2 . Los ensayos se realizaron a distintos caudales inicialmente con tubo liso y más tarde con la inserción de muelles dentro de los tubos del colector.

De manera análoga al apartado anterior, en primera instancia se analizarán los datos obtenidos en los ensayos llevados a cabo con agua como fluido circulante, y se concluirá con el análisis de los resultados de los ensayos con propilenglicol al 30% como fluido circulante.

4.2.2.1 Ensayos realizados con agua

En la *Figura 82* se muestra la variación del número de Nusselt con respecto al caudal con agua como fluido circulante y 800W/m^2 de potencia de manta. Se observa cómo para ambos muelles y para todos los casos de caudal la transmisión de calor es superior con muelles insertados en los tubos a la del tubo liso. Inicialmente la transmisión es mayor con el muelle más denso insertado en los tubos, pero conforme el número de Reynolds aumenta la diferencia entre los valores del número de Nusselt con el muelle W02 y el muelle W01 va disminuyendo hasta alcanzar valores muy similares en ambos ensayos. Estas circunstancias indican que trabajando a esta potencia en el banco de ensayo la densidad de los muelles a introducir en los tubos del colector va dejando de tener influencia a partir de números de Reynolds superiores a 3000. Pero esto sólo es una suposición ya que no se disponen de datos suficientes para hacer de esta hipótesis una teoría.

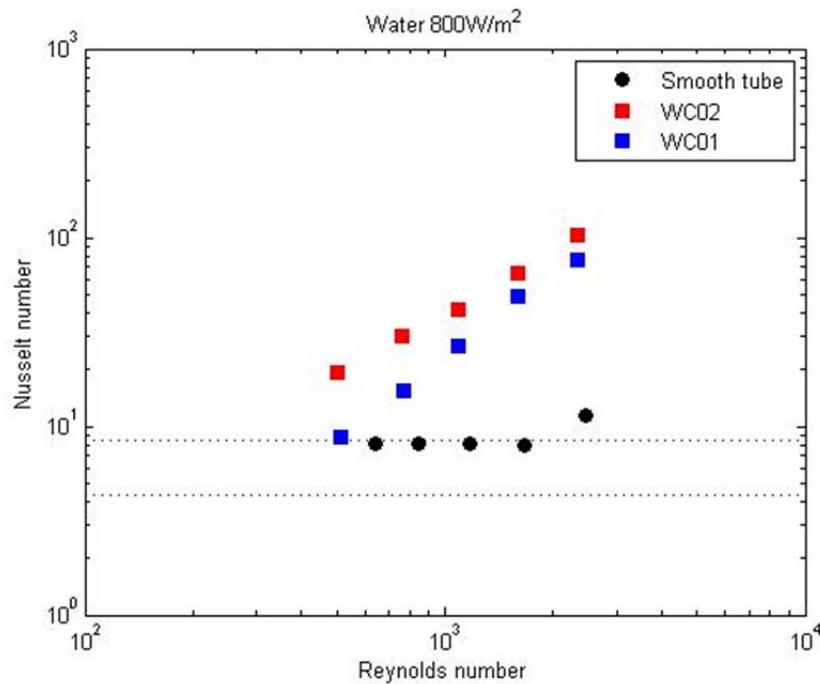


Figura 82: Variación del número de Nusselt con respecto al caudal en tubo liso y con muelles insertados (ensayos realizados a 800W/m² con agua)

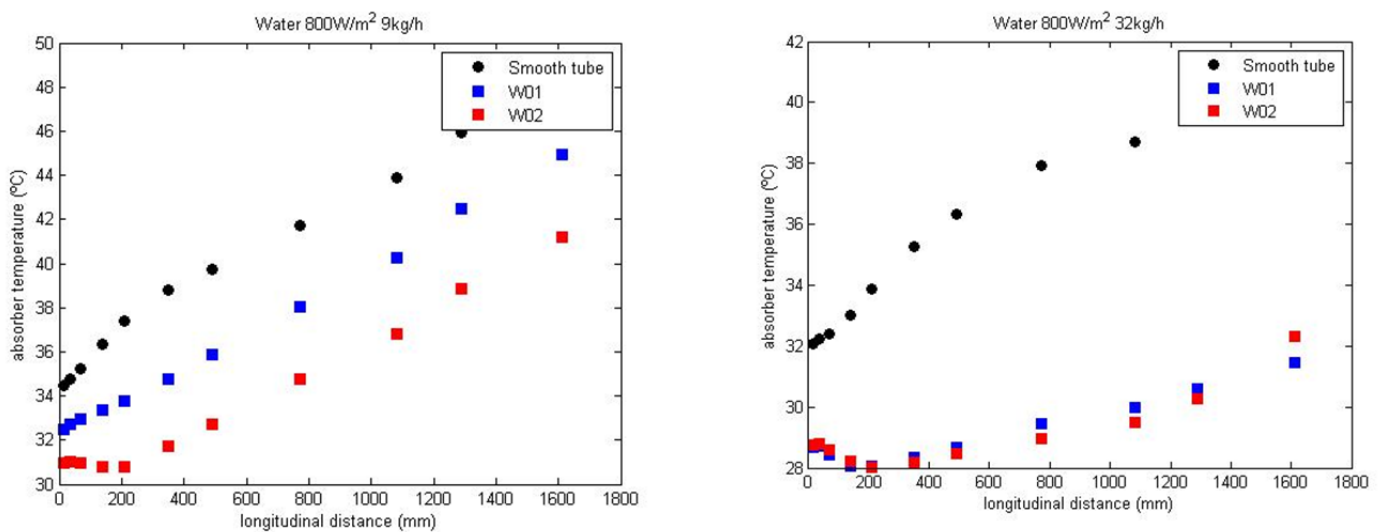


Figura 83: Temperatura del absorbedor a lo largo del colector en tubo liso y muelles insertados para agua a 800W/m² con caudal de a) 9kg/h por tubo y b) 32kg/h por tubo.

En la *Figura 83.a)* se presenta la distribución longitudinal de temperatura en la sección central del absorbedor, ahora para un flujo de calor y un caudal de agua de por tubo. En esta situación, la temperatura del absorbedor es máxima cuando no existen elementos insertados en los tubos. La inserción del muelle W01 disminuye la temperatura media del absorbedor en 2°C aproximadamente, y cuando se utiliza el muelle W02, esta caída de temperatura respecto al tubo liso es de unos 4°C. Este fenómeno de enfriamiento del absorbedor está asociado al aumento del coeficiente de convección en el lado tubo inducido por los muelles.

En la *Figura 83.b)* se presentan los resultados para un caudal de agua de 32 kg/h por tubo . En estas condiciones el flujo es plenamente turbulento para los dos muelles y, como puede observarse en la *Figura 82*, los coeficientes de convección son muy parecidos en ambos casos. Como consecuencia de esto, la distribución de temperatura en el absorbedor es muy parecida con los dos muelles y 8°C aproximadamente inferior a la distribución de temperatura con tubo sin muelles insertados.

Con respecto a los ensayos realizados con flujo de calor $q'' = 400 \text{ W/m}^2$ se puede subrayar que las temperaturas medias de absorbedor aumentan alrededor de 10°C y el fenómeno de enfriamiento de éste al insertar los muelles es mayor. Lo cual indica que al doblar la potencia de la manta la transferencia de calor es mayor. Este hecho también se deduce tras comparar la *Figura 77* y la *Figura 82* y ver que los mayores números de Nusselt alcanzados para en la *Figura 82* son mayores que los alcanzados en la *Figura 77*.

La *Tabla 11*, la *Tabla 12* y la *Tabla 13* muestran los valores para cada una de los caudales ensayados del calor disipado por la manta, el flujo de calor y los números adimensionales Rayleigh, Reynolds y Prandtl para una potencia de la manta de 800W/m^2 .

WATER Smooth tube

\dot{m} (kg/h)	q_{abs} (W)	q'' (W/m ²)	Ra	Re	Pr
9	128,5	3150	2,8578E+05	639	5,67
13,8	150,5	3689	2,7290E+05	845	6,28
21,2	164,2	4024	2,5627E+05	1171	6,77
32,5	177,3	4345	2,5082E+05	1661	7,11
50	194,8	4776	2,5540E+05	2466	7,39

Tabla 11: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con agua a 800W/m^2 con tubo liso

WATER WC01

\dot{m} (kg/h)	q_{abs} (W)	q'' (W/m ²)	Ra	Re	Pr
9	150,2	3682	3,3928E+05	513	5,56
13,8	163,9	4017	2,9194E+05	767	6,25
21,2	165,8	4063	2,4832E+05	1092	6,78
32,5	163,8	4015	2,1444E+05	1596	7,18
50	164,5	4032	1,9771E+05	2323	7,44

Tabla 12: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con agua a 800W/m^2 con el muelle W01 insertado

WATER WC02

\dot{m} (kg/h)	q_{abs} (W)	q'' (W/m ²)	Ra	Re	Pr
9	142,3	3489	3,1066E+05	505	5,65
13,8	151,5	3715	2,6187E+05	757	6,34
21,2	160,8	3941	2,3821E+05	1087	6,81
32,5	167,8	4112	2,2099E+05	1600	7,17
50	181,6	4453	2,2260E+05	2339	7,39

Tabla 13: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con agua a 800W/m² con el muelle W02 insertado

Así como ocurre en los ensayos con agua y potencia 400W/m² ocurre en los ensayos con potencia 800W/m². La diferencia es que los valores de calor disipado por la manta y de flujo de calor son muy superiores por depender directamente de la potencia de la manta. Por lo tanto, las conclusiones antes escritas pueden ser aplicadas ahora. Efectivamente, el flujo de calor es superior en los ensayos con tubo liso y mayor conforme aumenta el caudal. El calor absorbido por el colector en los ensayos con el muelle W02 insertado crece más grosamente con el caudal con respecto a los ensayos con el muelle W01 insertado. Y para caudales de 9kg/h y 13,8kg/h, el calor absorbido es superior en el caso del muelle W01 insertado, mientras que para el resto de caudales es superior el calor en el caso del muelle W02 insertado. Se cree por tanto que la densidad del muelle a introducir en los tubos del colector es directamente proporcional al calor absorbido así como al flujo de calor que disipa la manta y por lo tanto es beneficioso para aumentar la transferencia de calor.

Igualmente el número de Prandtl aumenta conforme aumenta el caudal y es superior a la unidad. Estas condiciones son debidas a la viscosidad del fluido e implican que el espesor de la capa límite del perfil de velocidad es mayor que el de la capa límite térmica. Por otro lado, para un valor de Reynolds dado, el gradiente de temperaturas en la pared es más pronunciado a mayor Prandtl, por lo que sucede lo mismo con el valor de Nusselt. El hecho de que el intervalo de valores no sea muy grande concuerda con la variación de los números de Nusselt obtenidos.

4.2.2.2 Ensayos realizados con propilenglicol al 30%

En la *Figura 84* se aprecia que el hecho de aumentar la potencia hace que el punto de funcionamiento, dado como número de Reynolds, en el que el muelle W01 deja de anular las corrientes de convección natural por el efecto del *swirl* del flujo central y los continuos desprendimientos y readhesiones de la capa límite aguas debajo del muelle sea más pequeño. En este caso la transmisión empezaría a ser significativa con respecto al tubo liso a partir de $Re = 300$. Se recuerda que este razonamiento parte de una hipótesis y que el alcance de los ensayos experimentales no permite explicar la razón por la que el muelle proporciona peores coeficientes de transmisión de calor que el tubo liso para estos valores de Reynolds.

Se observa también la tendencia de los valores del coeficiente de convección en los dos ensayos con muelles insertados a igualarse conforme el caudal va siendo mayor.

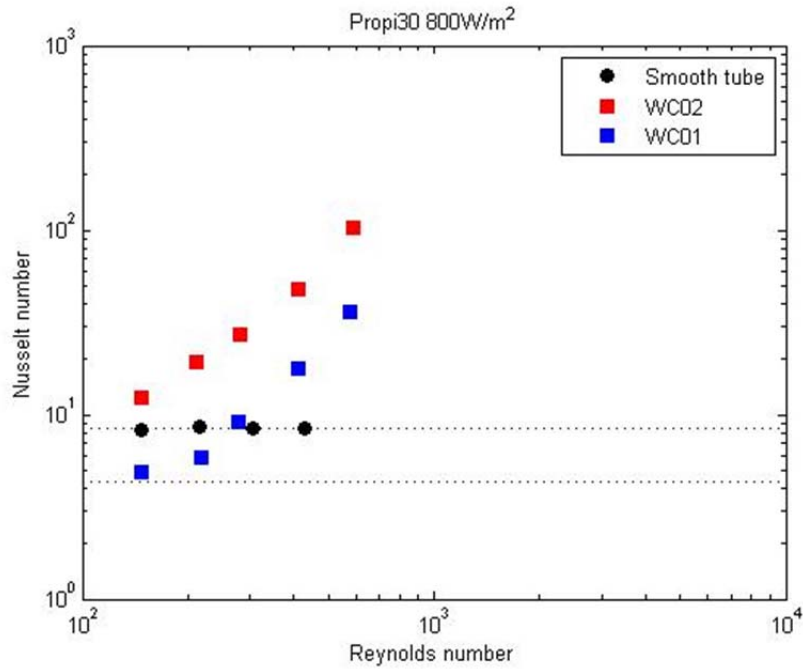


Figura 84: Variación del número de Nusselt con respecto al caudal en tubo liso y con muelles insertados (ensayos realizados a 800W/m^2 con propilenglicol al 30%)

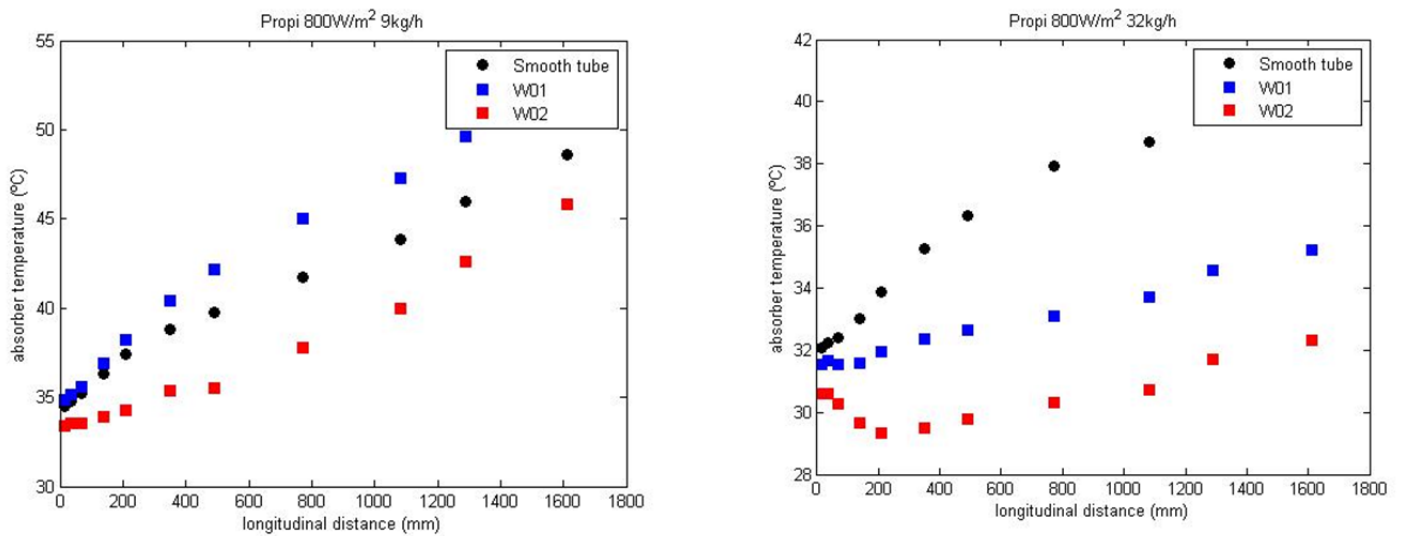


Figura 85: Temperatura del absorbedor a lo largo del colector en tubo liso y muelles insertados para propilenglicol 30% a 800W/m^2 con caudal de a) 9kg/h por tubo y b) 32kg/h por tubo.

En la *Figura 85.a)* aparece representada la distribución longitudinal de temperatura en la sección central del absorbedor con el propilenglicol al 30% circulando al mínimo caudal ensayado a un flujo de calor de 800W/m^2 . En esta situación, la temperatura del absorbedor es máxima cuando el muelle W01 se encuentra insertado en los tubos. La inserción del muelle W01 aumenta la temperatura media del absorbedor en $1,5^\circ\text{C}$ aproximadamente con respecto a la situación de tubo liso, y cuando se utiliza el muelle W02, se produce una caída de temperatura respecto al no tener muelles insertados en los tubos de unos 4°C y respecto al muelle W01 de unos 6°C . La hipótesis planteada en el párrafo anterior en el caso de la presencia del muelle W01 en regímenes de explicaría el hecho de que se produzca

un calentamiento del absorbedor al insertar el muelle W01 con caudales de 9kg/h. Asimismo, el fenómeno de enfriamiento del absorbedor producido al insertar el muelle más denso está asociado al aumento del coeficiente de convección en el lado tubo inducido por los muelles.

En la *Figura 85.b* se muestran los resultados para un caudal de agua de 32 kg/h por tubo. En estas condiciones la temperatura del absorbedor es inferior con elementos insertados que sin ellos en todos los casos. La razón principal de que esto ocurra es que el flujo es plenamente turbulento para los dos muelles y los coeficientes de convección son muy parecidos en ambos casos. Como consecuencia de esto, la distribución de temperatura en el absorbedor es muy parecida con los dos muelles existiendo una diferencia de 3°C entre ambos muelles y un total de 8°C aproximadamente entre los ensayos con el muelle W02 insertado en los tubos (caso de enfriamiento del absorbedor superior), y los ensayos con los tubos lisos.

Si se comparan los dos casos estudiados con propilenglicol al 30% se concluye que los resultados obtenidos siguen la misma tendencia y que a mayor potencia suministrada mayores son las temperaturas de absorbedor que se consiguen así como mayores son los valores del coeficiente de convección en la transmisión de calor.

PROPI30 Smooth tube

\dot{m} (kg/h)	q_{abs} (W)	q'' (W/m ²)	Ra	Re	Pr
9	178,9	4386	3,8866E+05	148	24,02
13,8	177,5	4352	3,1313E+05	215	28,29
21,2	177,6	4353	2,6622E+05	304	31,87
32,5	184,4	4519	2,4724E+05	428	36,59
50	192,1	4709	2,3541E+05	635	36,71

Tabla 14: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con propilenglicol30% a 800W/m2 con tubo liso

PROPI30 WC01

\dot{m} (kg/h)	q_{abs} (W)	q'' (W/m ²)	Ra	Re	Pr
9	132,9	3259	3,1125E+05	146	23,05
13,8	156,4	3834	2,8859E+05	217	27,90
21,2	147,3	3610	2,2833E+05	276	32,05
32,5	164,9	4043	2,3092E+05	410	34,74
50	165,2	4049	2,1385E+05	578	36,95

Tabla 15: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con propilenglicol30% a 800W/m2 con el muelle W01 insertado

PROPI30 WC02

(kg/h)	q_{abs} (W)	q'' (W/m ²)	Ra	Re	Pr
9	133,8	3279	3,1455E+05	147	22,97
13,8	144,5	3542	2,5790E+05	211	28,65
21,2	155,2	3804	2,4473E+05	280	31,61
32,5	167,5	4107	2,3508E+05	411	34,68
50	187,9	4606	2,4829E+05	587	36,36

Tabla 16: Valores obtenidos del calor disipado por la manta, el calor total desprendido, el flujo de calor y los números de Rayleigh, Reynolds y Prandtl, para cada uno de los caudales ensayados con propilenglicol30% a 800W/m2 con el muelle W02 insertado

Se corrobora lo ya expuesto al visualizar los resultados de la *Tabla 14*, la *Tabla 15* y la *Tabla 16* sobre el calor disipado por la manta, el flujo de calor y los valores de los números adimensionales que permiten obtener conclusiones acerca de la transmisión del calor. La inserción del muelle W02 mejora la transferencia en todos los casos, por lo que la densidad del muelle se considera directamente proporcional a la transferencia de calor.

Por último, en la *Figura 86* se aprecia claramente el hecho de haber separado los estudios de transferencia de calor a lo largo del colector para cada fluido ensayado. Dichos ensayos se han realizado con diferentes rangos de número de Reynolds. Para flujo de calor proporcionado por la manta de 800W/m² los ensayos con agua se han estudiado casos con número de Reynolds desde 500 hasta 2500, mientras que para los ensayos con propilenglicol al 30% los ensayos han sido realizados con números de Reynolds desde aproximadamente 150 hasta 600.

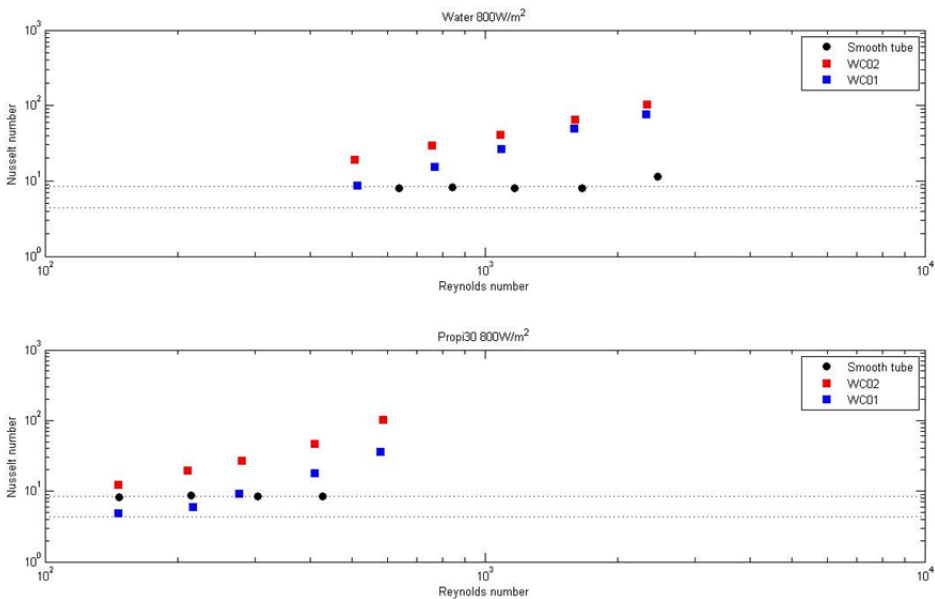


Figura 86: Comparativa de la variación del número de Nusselt con respecto al número de Reynolds en ensayos con agua y propilenglicol30% a 800W/m2

4.2.3 Resultados del cálculo de la incertidumbre del número de Nusselt

4.2.3.1 Ensayos realizados con Propilenglicol al 30%

En la Figura 87 quedan reflejadas las incertidumbres de medida cometidas en el cálculo del número de Nusselt en cada uno de los ensayos realizados con propilenglicol al 30% como fluido circulante y potencia de la manta de 400W/m². Los valores numéricos de estas incertidumbres se reflejan en la Tabla 17.

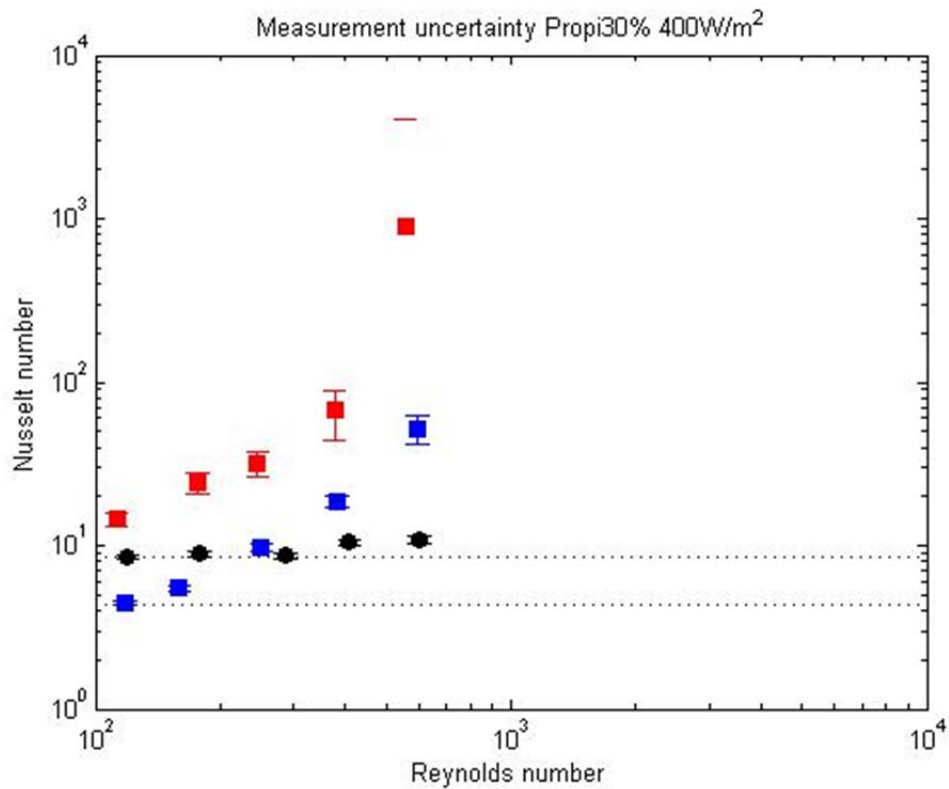


Figura 87: Incertidumbres en el cálculo del número de Nusselt en los ensayos con Propi30% y potencia 400W/m²

	liso	W01	W02
9	0,30	0,1	1,4
13	0,35	0,2	3,6
21	0,38	0,5	5,6
32	0,46	1,6	22,3
50	0,50	9,8	319,5

Tabla 17: Incertidumbres del número de Nusselt en los ensayos con Propi30% a 400W/m²

A la vista de los resultados se puede concluir que las incertidumbres son mayores conforme el caudal lo es. Además, en los ensayos con los muelles insertados en los tubos la variación de las incertidumbres con respecto al aumento del número de Reynolds es mucho más brusca, y mayores para el muelle W02, el de mayor densidad.

Se muestran ahora en la Figura 88 y en la Tabla 18 los resultados de las incertidumbres para los ensayos con propilenglicol al 30% y potencia de la manta 800W/m^2 . Las conclusiones que se obtienen son las mismas que con la potencia de la manta la mitad que ésta aunque en términos numéricos los valores de las incertidumbres obtenidos son mucho menores que para el caso anterior.

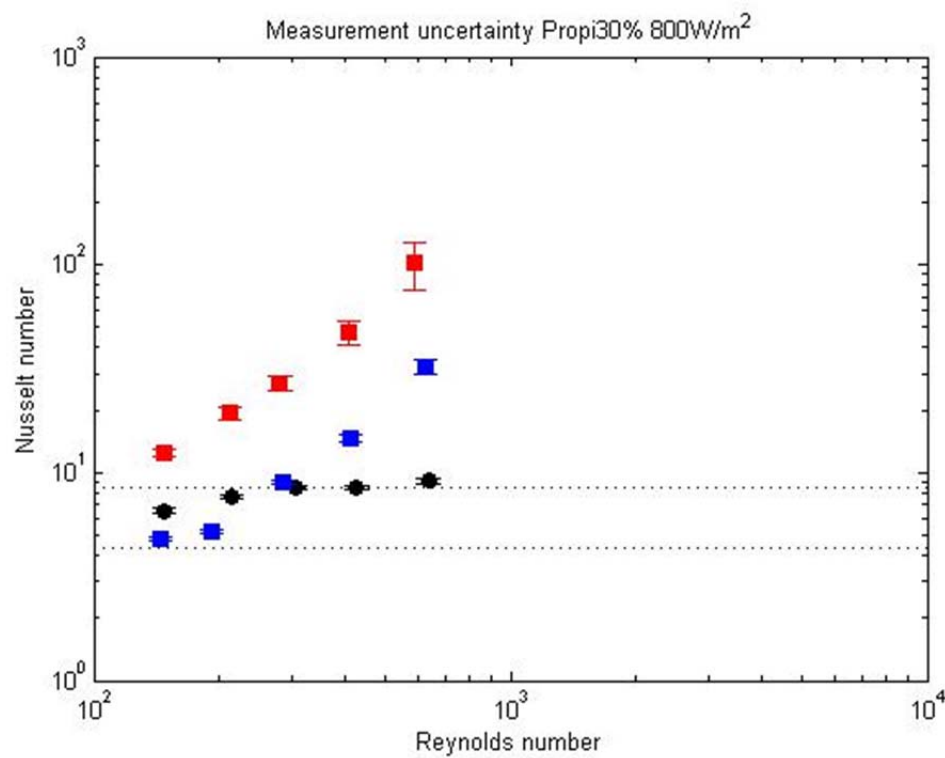


Figura 88: Incertidumbres del número de Nusselt en los ensayos con Propi30% y potencia 800W/m^2

	liso	W01	W02
9	0,16	0,09	0,6
13	0,19	0,10	1,2
21	0,21	0,25	2,2
32	0,20	0,60	6,3
50	0,23	2,50	26,3

Tabla 18: Incertidumbres del número de Nusselt en los ensayos con Propi30% a 800W/m^2

Por lo que en el apartado 4.1, las conclusiones obtenidas son las que se estimaban por la influencia del caudal en el cálculo de la incertidumbre total del número de Nusselt.

4.2.3.2 Ensayos realizados con Agua

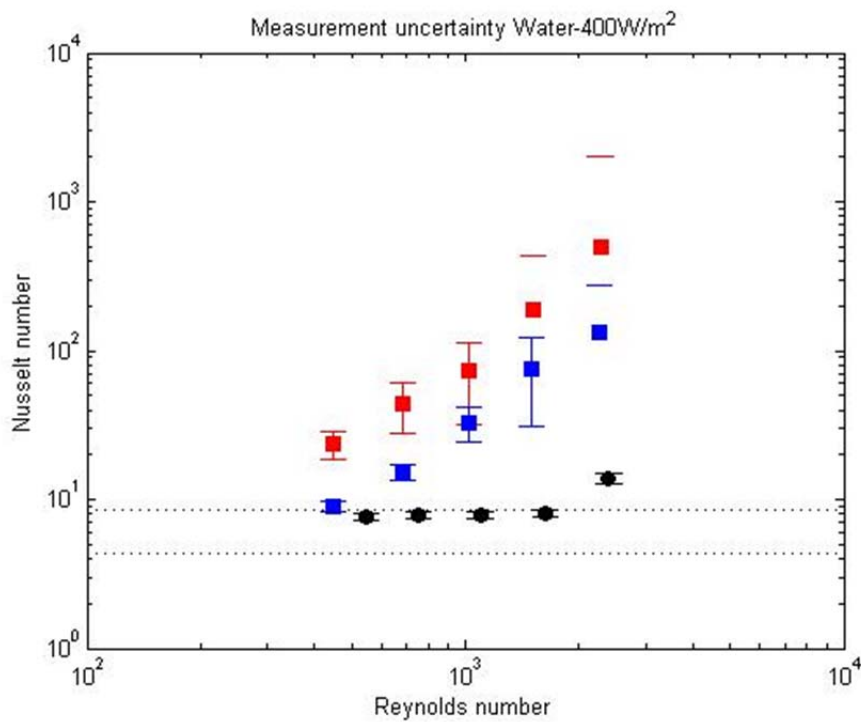


Figura 89: Incertidumbres del número de Nusselt en los ensayos con agua y potencia 400W/m²

	liso	W01	W02
9	0,42	0,7	5,0
13	0,44	1,9	16,4
21	0,41	8,6	41,0
32	0,43	45,2	246,4
50	1,18	140,4	1512,9

Tabla 19: Incertidumbres del número de Nusselt en los ensayos con agua a 400W/m²

En la Figura 89 quedan representadas las incertidumbres causadas en el cálculo de número de Nusselt a través de la medida de las magnitudes medidas durante los ensayos. En la Tabla 19 se reflejan los valores números de estas incertidumbres.

Al aumentar el número de Reynolds las incertidumbres aumentan y alcanzan valores muy superiores en los caudales mayores con respecto a los pequeños que son similares a las incertidumbres de los aparatos de medida.

Influye claramente la densidad del muelle introducido en los tubos en las incertidumbres obtenidas pues, mientras las del muelle W01 alcanza valores del orden de 10² en su valor más mayor, las incertidumbres obtenidas en los ensayos con el muelle W02 insertado en los tubos alcanzan valores de un orden superior, de 10³ en el mismo valor de caudal. En tubo liso se conserva en valores unidad en su valor más influyente.

Como ocurría en los ensayos realizados con propilenglicol al 30%, los valores de las incertidumbres en los ensayos realizados con potencia de la manta de 800W/m² son muy

inferiores a los realizados con potencia de la manta 400W/m². Este hecho se aprecia al observar la Figura 90 y la Tabla 20.

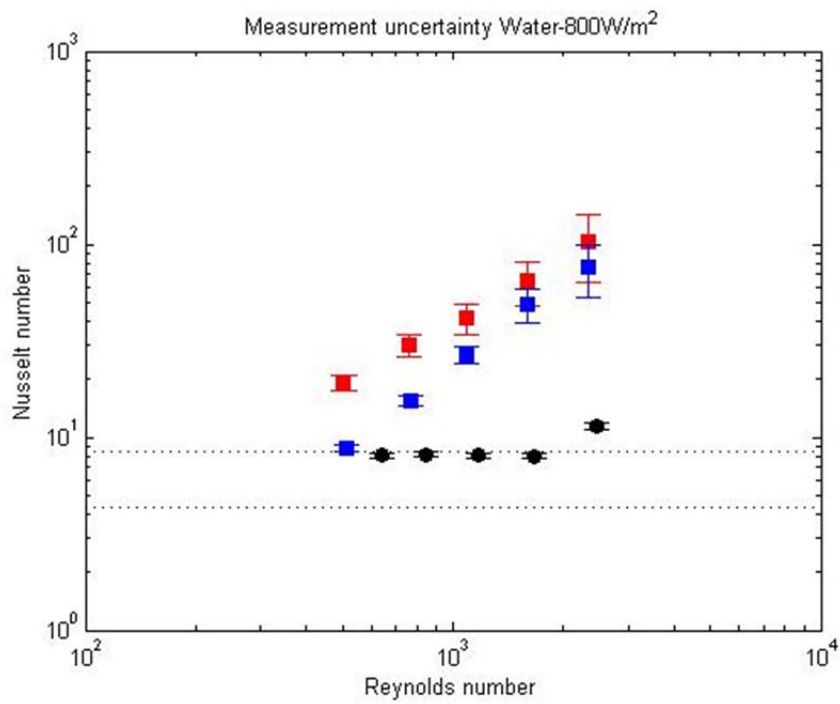


Figura 90: Incertidumbres del número de Nusselt en los ensayos con agua y potencia 800W/m²

	liso	W01	W02
9	0,25	0,4	1,8
13	0,26	1,0	4,0
21	0,25	2,9	7,1
32	0,24	9,8	16,8
50	0,48	23,5	39,1

Tabla 20: Incertidumbres del número de Nusselt en los ensayos con agua a 800W/m²

4.3 Estudio de la transferencia de calor en la sección plenamente desarrollada.

Como ya se ha anticipado en el apartado "Protocolo de ensayo" los caudales ensayados en este proyecto han sido cinco, comprendidos entre 27kg/h y 150kg/h de fluido circulante por cada uno de los dos colectores para abarcar el mayor rango de número de Reynolds posible. Cada colector dispone de tres tubos de igual geometría, lo que supone que el caudal que circula por cada tubo es similar al circulante por el resto. Así, los cinco caudales ensayados por colector son 27kg/h, 41kg/h, 64kg/h, 98kg/h y 150kg/h, que corresponden respectivamente con los 9kg/h, 14kg/h, 21 kg/h, 33kg/h y 50kg/h de caudal circulante por cada tubo.

Además, con el fin de estudiar la influencia de la temperatura y la consiguiente transferencia de calor entre el colector y el fluido, cada uno de los caudales ha sido ensayado a dos distintas potencias, 400W/m² y 800W/m².

Igualmente, se ha ensayado con dos fluidos diferentes, agua y una mezcla de agua y propilenglicol al 30%, con la finalidad de estudiar cuál de los dos fluidos proporciona un mejor comportamiento termohidráulico dentro de los ensayos realizados y para las condiciones que se presentan.

En este apartado se va elaborar un estudio detallado de la sección J. La sección J es la que se refiere a la sección transversal del tubo, es la sección plenamente desarrollada. Para ello se posicionaron 7 termopares equitativamente alrededor del tubo central a 1610mm de la región de entrada del colector tal y como se aprecia en la Figura 91. Se ha escogido el tubo central para posicionar esta sección porque presenta condiciones de periodicidad espacial; los tubos laterales, sin embargo, pueden estar afectados por "efecto borde".

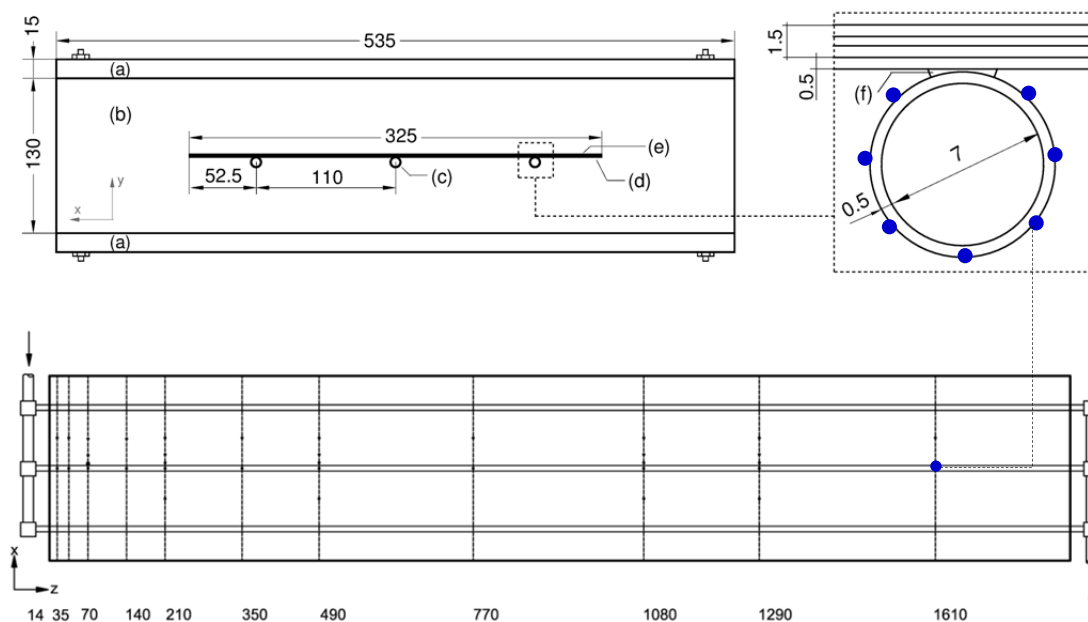


Figura 91: Posición de la sección J y de los correspondientes termopares en el colector solar

El estudio de la transmisión del calor en esta sección se ha dividido en tres, el estudio del efecto del caudal, el estudio del efecto de la manta y el estudio del efecto de un fluido o de otro. De esta manera se abarcan todas las variables que influyen durante el ensayo y se encuentra la manera óptima de transmisión del calor más detallada según los factores influyentes.

En primera instancia se analizará la sección J a través del análisis de los tres efectos mencionados, caudal, potencia de la manta y tipo de fluido, para tubo liso; seguidamente se estudiará el efecto que la inserción de muelles en el tubo tiene en la transmisión de calor con respecto a tubo liso, y finalmente el estudio se realizará para el tubo con mallado (HiTran) incorporados con su consiguiente comparación con el tubo liso.

4.3.1 Estudio de la sección plenamente desarrollada con tubo liso

En el flujo laminar en un tubo liso, las partículas fluidas siguen líneas longitudinales; únicamente existe intercambio de energía por transporte molecular, y la resistencia térmica ocupa todo el tubo.

En todos los ensayos que a continuación se presentan, se advierte que las temperaturas más bajas se dan en la zona inferior del tubo, la de menor contacto con la manta. Se observa que conforme la zona estudiada se aleja de la zona de contacto con la manta (zona de la soldadura), la temperatura disminuye de manera gradual. La explicación la da el fenómeno de la estratificación del flujo dentro del tubo (estado de un fluido que consta de dos o más capas distintas dispuestas según su densidad, estando la capa más ligera encima y la más pesada en el fondo), pues las temperaturas más bajas existen en la parte inferior. En la Figura 92, el color rojo representa las temperaturas altas, que son las zonas en contacto con la soldadura por donde entra el calor, y las azules las más frías, que son las afectadas por la estratificación y más lejanas al contacto.

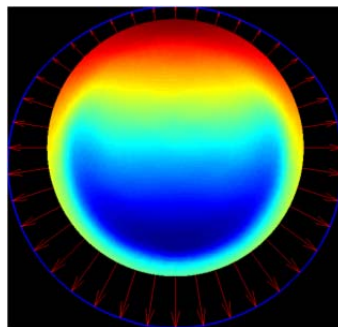


Figura 92: Efecto de la estratificación del flujo alrededor del tubo

4.3.1.1 Estudio del caudal

A partir de los cinco caudales ensayados, se pretende decidir la influencia que el caudal tiene con respecto a la subida de temperatura de pared del tubo en los siete distintos puntos de ensayo de la sección, y estudiar esta influencia igualmente en función del fluido y de la manta.

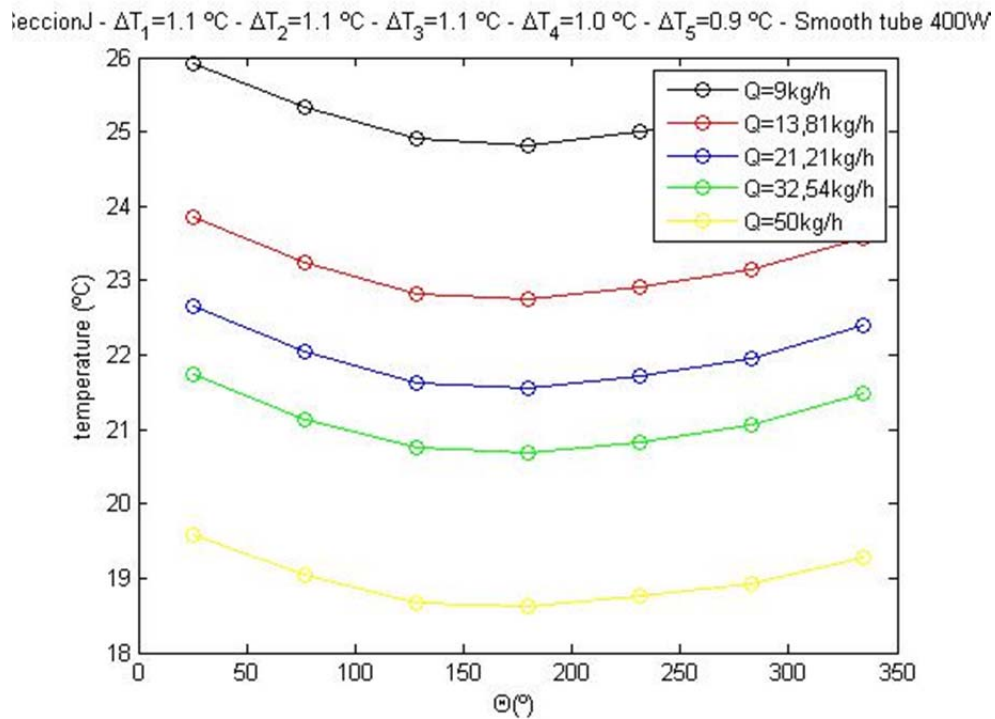
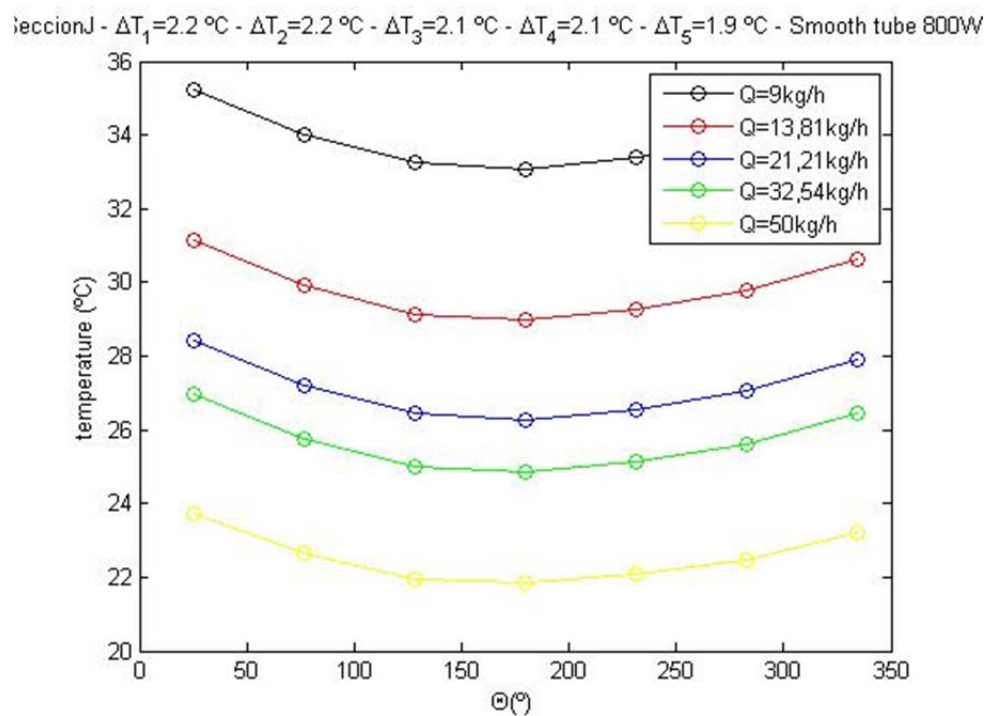
4.3.1.1.1 Agua

Para el agua a 400W/m^2 (Figura 93), existe una diferencia de 6.5°C entre el caudal mayor y el menor siendo el menor caudal el que alcanza las temperaturas medias de pared superiores. Cabe pensar que la transmisión de calor es superior cuanto mayor es el caudal, ya que a igualdad de potencia suministrada, la temperatura de pared es inferior por lo que el traspaso de calor al fluido es superior.

Para el caso de 800W/m^2 (Figura 94), esta diferencia entre el caudal de 9kg/h por tubo y de 50kg/h por tubo es, sin embargo, de casi 12°C , por lo que, con el mismo rango de caudales el intervalo de temperaturas de pared aumenta, así como también aumentan las temperaturas periféricas alcanzadas para cada caudal. Al ser la energía suministrada superior, el calor transferido al fluido también lo es y éste alcanza temperaturas superiores.

Se observa que la temperatura media periférica se va haciendo cada vez más pequeña acorde el caudal se hace más grande, con la diferencia entre la temperatura media del caudal estudiado con respecto al superior a él siendo mayor que la diferencia con respecto al inferior a él. Es decir, para el caso de 13.81kg/h la temperatura media periférica es aproximadamente de 23.5°C ; el caudal con temperatura superior a ella, el de 9kg/h , tiene una temperatura media de pared de 25.5°C , mientras que el caudal con temperatura inferior a ella, el de 21.21kg/h , la tiene de 22°C . Entre el primero la diferencia entre las temperaturas media de pared es de 2°C mientras que para el segundo caso la diferencia es de 1.5°C , en términos generales se traduce a que las diferencias entre las temperaturas medias de pared conforme el caudal es mayor van disminuyendo progresivamente.

*Para el punto de ensayo del agua con caudal de 50kg/h circulante por tubo este razonamiento no se cumple, porque este ensayo en concreto ha mostrado muchas dificultades a la hora de estabilizar las condiciones de funcionamiento, considerándose por tanto como un caso crítico y por lo que, a la hora de realizar conclusiones finales, se va a considerar como caso excepcional y va a ser omitido.

Figura 93: Ensayos realizados con agua en tubo liso y potencia de la manta 400W/m^2 Figura 94: Ensayos realizados con agua en tubo liso y potencia de la manta 800W/m^2

Comparando la Figura 93 y la Figura 94, se observa que, para un mismo caudal, la temperatura de pared es directamente proporcional a la potencia suministrada por la manta, y que en

ambas las temperaturas máximas alcanzadas corresponden al caudal de menor rango y las mínimas al de mayor. Además, la regresión seguida por las curvas dibujadas por cada caudal en cada figura es siempre la misma, las temperaturas superiores se dan en las zonas cercanas a la soldadura y las inferiores es las más lejanas por la estratificación del flujo.

Un caso curioso a mencionar es que la temperatura de pared calentando 13,81kg/h por tubo a 400W/m² es la misma que calentando 50kg/h por tubo a 800W/m², lo que se traduce en que el caso más favorable a mayor potencia (en cuanto a mayor calor transmitido al fluido) equivale al segundo caso más desfavorable para la menor potencia estudiada.

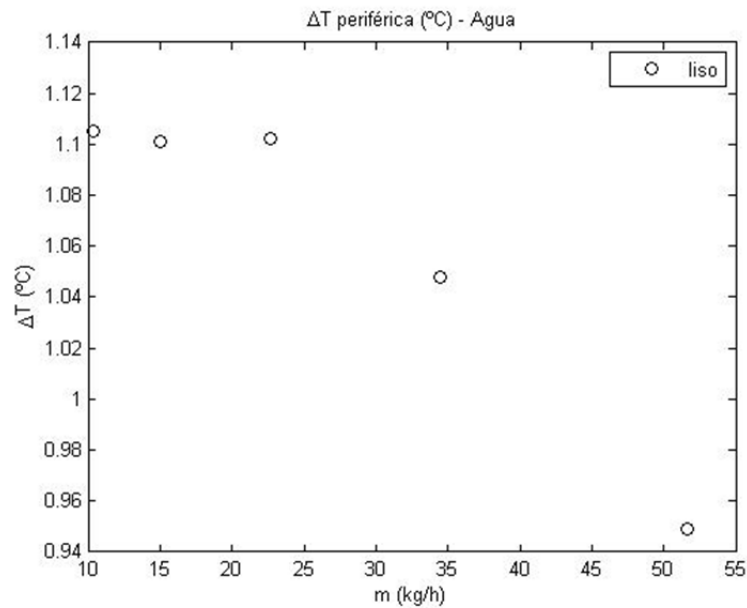


Figura 95: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con agua en tubo liso y potencia 400W/m²

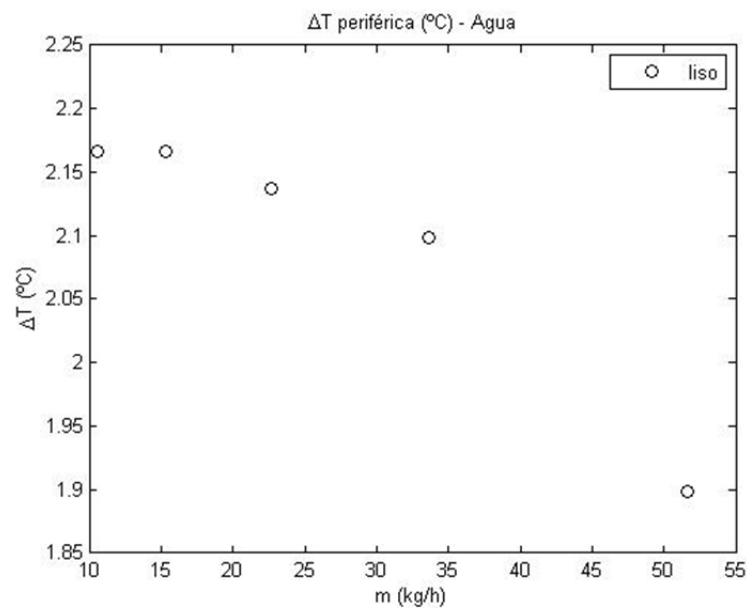


Figura 96: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con agua en tubo liso y potencia 800W/m²

Además, en ambos casos, la diferencia entre la temperatura máxima y mínima de la periferia del tubo (que no es lo mismo que la temperatura media periférica) tiende a disminuir gradualmente conforme el caudal aumenta, hecho que se puede comprobar tanto en el título de cada una de las gráficas, en el que el subíndice 1 corresponde al caudal inferior y el 5 al superior, como en la Figura 95 y la Figura 96.

4.3.1.1.2 Propilenglicol 30%

Para los ensayos realizados con propilenglicol 30% en tubo liso, se deduce tras estudiar la Figura 97 y la Figura 98, que a continuación se presentan, que el comportamiento seguido al aumentar el caudal y aumentar la potencia suministrada al fluido por la manta es exactamente el mismo que el seguido por el agua. La única diferencia es que las temperaturas periféricas conseguidas son ligeramente superiores (entre 1°C y 2°C) en el caso de la utilización de propilenglicol 30% en vez de agua.

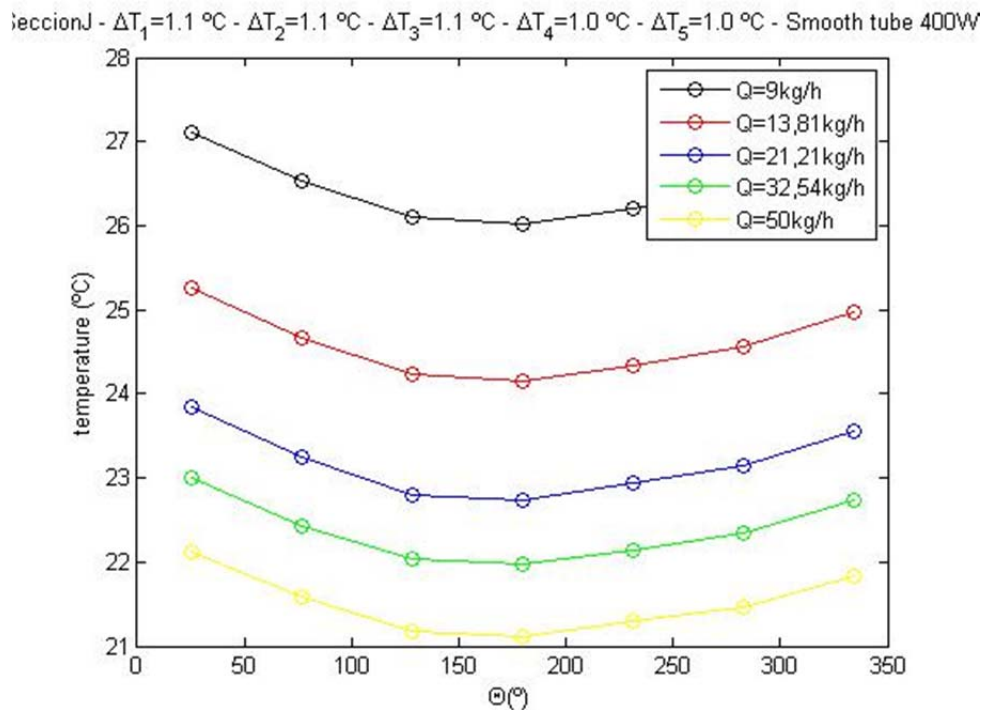


Figura 97: Ensayos realizados con propilenglicol 30 en tubo liso y potencia de la manta 400W/m²

Sección J - $\Delta T_1 = 2.1^\circ\text{C}$ - $\Delta T_2 = 2.2^\circ\text{C}$ - $\Delta T_3 = 2.1^\circ\text{C}$ - $\Delta T_4 = 2.1^\circ\text{C}$ - $\Delta T_5 = 2.0^\circ\text{C}$ - Smooth tube 800W

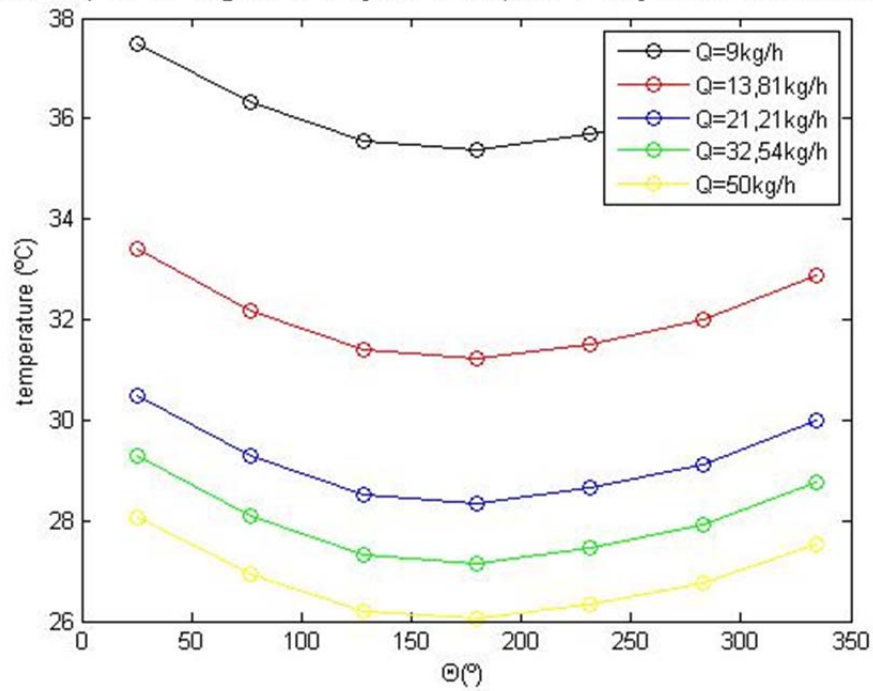


Figura 98: Ensayos realizados con propilenglicol30 en tubo liso y potencia de la manta 800W/m^2

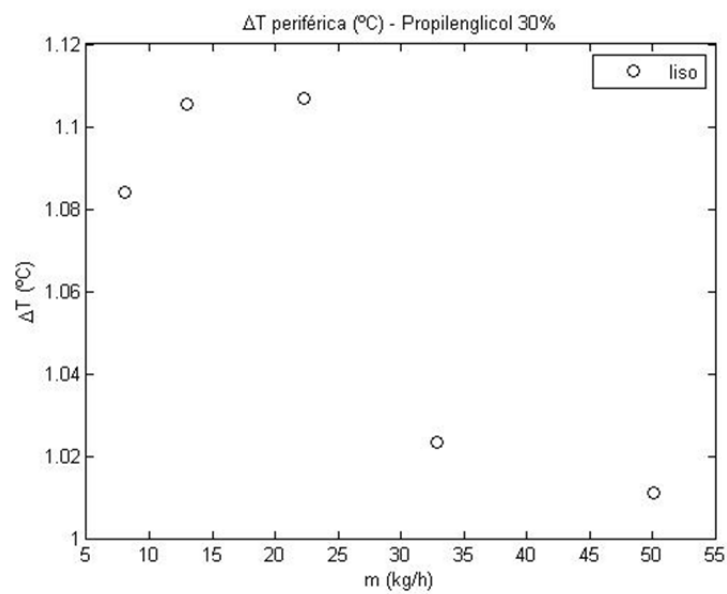


Figura 99: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con propilenglicol30 en tubo liso y potencia 400W/m^2

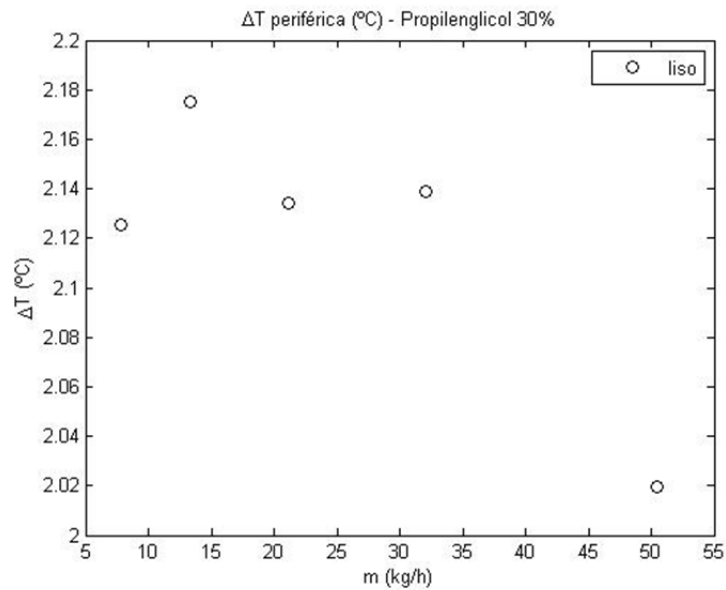


Figura 100: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con propilenglicol 30 en tubo liso y potencia 800W/m^2

Así, los fenómenos observados son:

- El caudal menor es el que alcanza mayores temperaturas de pared así como el mayor es el que alcanza las menores. La transmisión de calor es mejor cuanto mayor sea el caudal circulante.
- El efecto de la estratificación de flujo se refleja en la forma parabólica de las curvas, en las que los puntos más extremos corresponden con las zonas más cercanas al contacto con la soldadura y el vértice con la zona más lejana.
- La temperatura de pared es directamente proporcional a la potencia suministrada por la manta, aunque el rango de temperaturas alcanzadas es ligeramente superior al trabajar con 800W/m^2 .
- La diferencia entre las temperaturas medias periféricas entre caudales disminuye conforme el caudal aumenta. En este caso sí que se aprecia este hecho en los cinco puntos de caudales ensayados.
- La diferencia de temperaturas periféricas para cada caudal y en comparación con el resto, es inferior al aumentar el caudal siguiendo una regresión prácticamente lineal. En este caso hay algún punto que se sale ligeramente de esa regresión lineal que no indica otra cosa más que el ensayo realizado no ha tenido la precisión necesaria.

4.3.1.2 Estudio de la manta

En este apartado se va a estudiar la influencia que tiene el aumento de potencia de la manta en el caudal y en el fluido. De los cinco caudales ensayados se va a trabajar comparando los dos caudales que se consideran más significativos, el de 9kg/h y el de 32kg/h . Los resultados obtenidos para el resto de caudales se encuentran en el Anexo B y puede verse cómo las conclusiones que se van a obtener son totalmente aplicables para ellos.

4.3.1.2.1 Agua

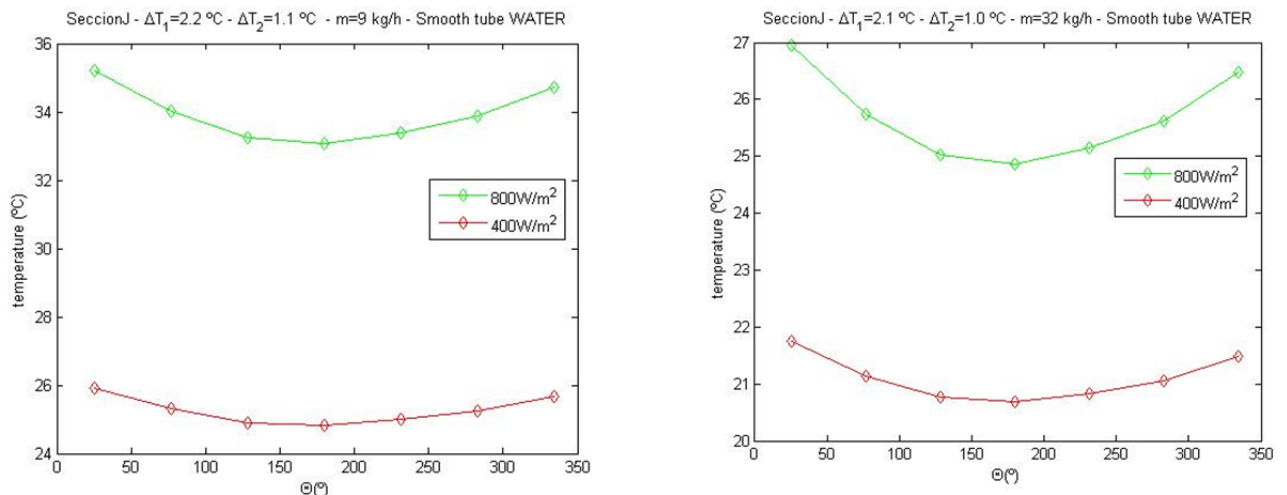


Figura 101: Estudio de la manta en los ensayos con agua y tubo liso para un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h

4.3.1.2.2 Propilenglicol 30%

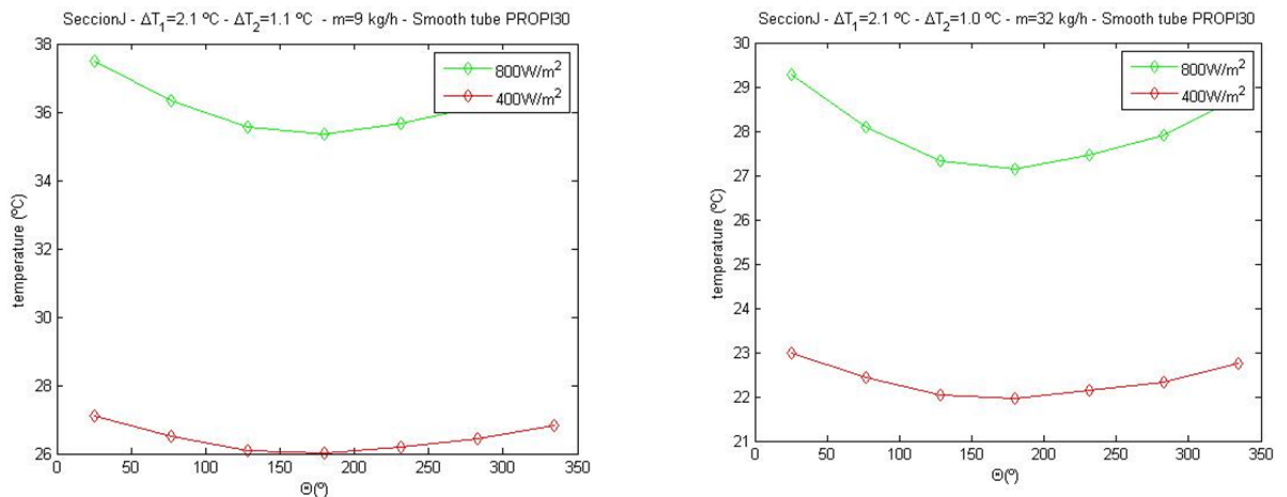


Figura 102: Estudio de la manta en los ensayos con propilenglicol30 y tubo liso para un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h

Para los dos fluidos el comportamiento de las curvas es similar, por ello, las conclusiones extraídas para uno de ellos es totalmente aplicable al otro con la diferencia ya mencionada en el estudio anterior de que las temperaturas periféricas son ligeramente superiores al utilizar propilenglicol30%.

Por consiguiente, en primer lugar se deduce que el efecto de estratificación del flujo está mucho más acusado en la potencia mayor, la de 800W/m². No sólo se observa este hecho con la forma cada vez más parabólica de las curvas, sino también en el propio encabezado de cada una de las gráficas, que muestra la diferencia de temperatura periférica para cada una de las potencias. Se observa también cómo esta diferencia disminuye al aumentar el caudal, lo que corrobora lo expuesto en el apartado anterior del estudio del caudal de que el calor aportado al fluido es mayor en caudales superiores.

En segundo lugar, la temperatura media de pared a 400W/m² es muy inferior a la obtenida para 800W/m², alrededor de 10°C el primer caudal y de 6°C el segundo. Esto significa que al ir

aumentando el caudal la influencia de la potencia de la manta sobre la temperatura media de pared va disminuyendo progresivamente y la transmisión de calor al fluido, por tanto, va tomando más peso.

4.3.1.3 Estudio del fluido

Se trata ahora de estudiar la influencia que el cambio de fluido ha tenido en la temperatura de pared del tubo y la consiguiente transmisión de calor al fluido con respecto al caudal y a la potencia de la manta. Como en el caso anterior, se ha trabajado únicamente con dos de los cinco caudales, el resto se encuentran en el anexo correspondiente.

Como ya se adelantó en los dos estudios ya expuestos, el comportamiento de los dos fluidos es muy similar con la única salvedad de que la temperatura de pared en el caso del propilenglicol30% es superior a la alcanzada por el agua.

4.3.1.3.1 400W/m²

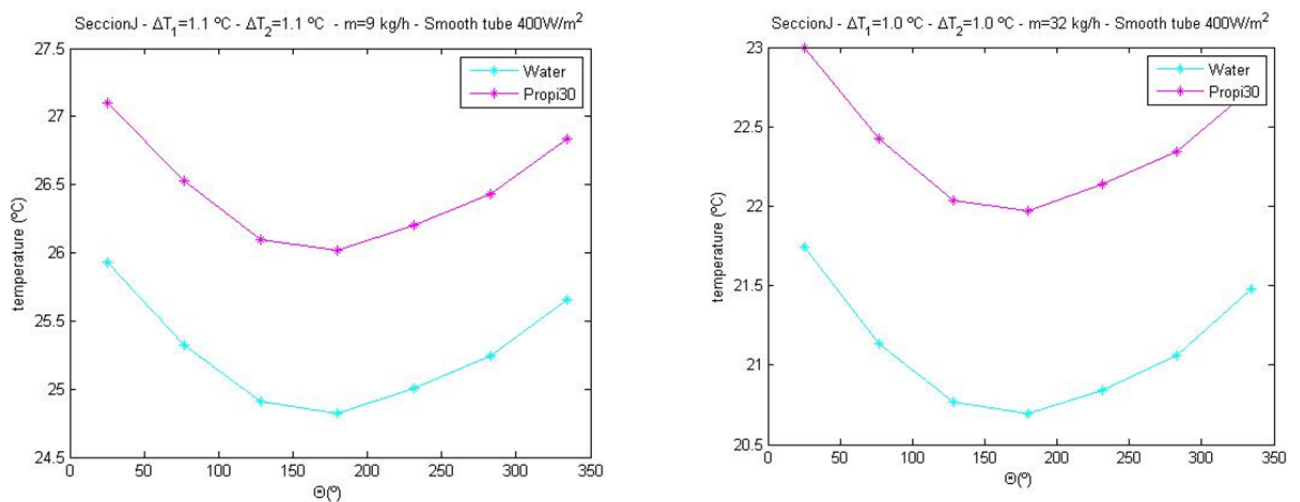


Figura 103: Estudio del fluido en los ensayos con potencia de la manta de 400W/m^2 y tubo liso para un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h

4.3.1.3.2 800W/m²

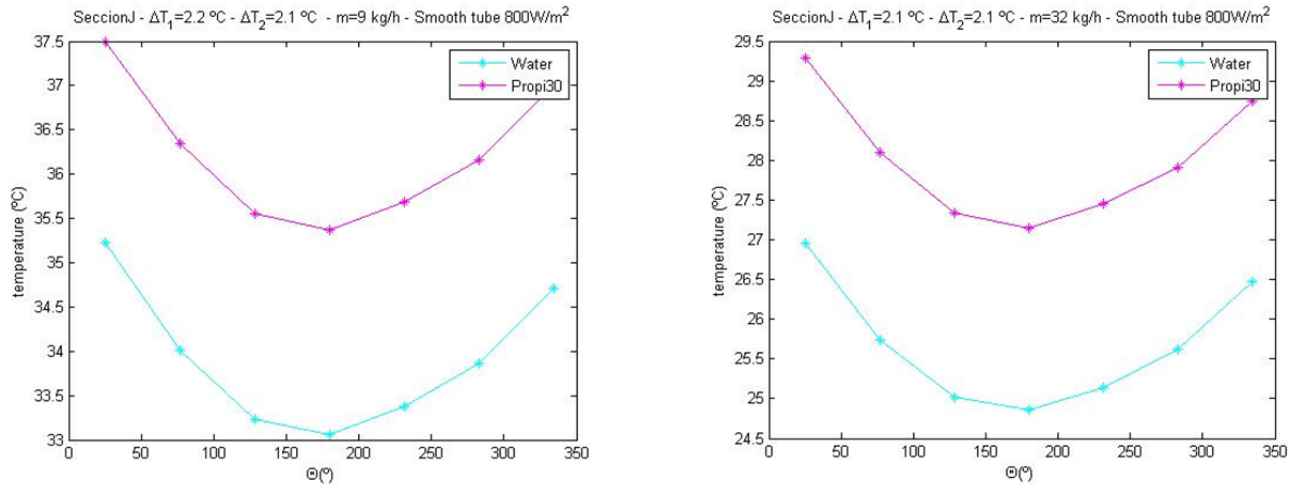


Figura 104: Estudio del fluido en los ensayos con potencia de la manta de 800W/m² y tubo liso para un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h

Con respecto a la potencia, a igualdad de potencia suministrada por la manta y por lo tanto igualdad de calor disponible para transmitir al fluido, la temperatura media de pared con propilenglicol30% circulante, es superior en todos los casos de agua circulante, lo que permite concluir que la transmisión del calor al fluido es mucho más efectiva utilizando agua que utilizando propilenglicol30%. Aun así, la diferencia de temperatura es muy pequeña, de uno a dos grados, por lo que a la hora de trabajar, se suele preferir utilizar el propilenglicol30% por sus propiedades anticongelantes (dependería igualmente de la zona climática en la que se quisiera instalar los paneles solares).

Se concluye también, a partir del encabezado de cada gráfica, que la diferencia de temperatura periférica para ambos fluidos es la misma. El fluido se puede considerar entonces una variable independiente de este hecho.

Finalmente remarcar que las temperaturas medias de pared han disminuido gradualmente con el aumento de caudal por lo que se vuelve a lo ya concluido a través de los dos estudios anteriores, la transmisión de calor es directamente proporcional al caudal circulante.

4.3.2 Estudio de la sección plenamente desarrollada con muelles insertados en los tubos

Para mejorar la transferencia de calor resulta interesante introducir cualquier dispositivo que aumente el transporte de masa, cantidad de movimiento y energía entre la región de la capa límite y el grueso del flujo. El uso de elementos insertados está indicado ya que éstos mezclan el grueso del flujo. En cualquier caso, debe tenerse en cuenta que estos elementos tienen como mayor desventaja los aumentos considerables de pérdida de presión que producen.

Se trata entonces de realizar un estudio de la influencia que los muelles insertados en los tubos del colector, tienen en la transmisión de calor y compararla con el caso de tubo liso.

En el apartado 4.2 ya se explicó que los muelles insertados para la realización de los ensayos han sido dos. Uno de ellos mucho más denso que el otro, con el fin de abarcar, no sólo la

posibilidad de insertar elementos dentro de un tubo, sino también la influencia del espacio ocupado dentro del tubo.

Se recuerda que la terminación *W01* corresponde al muelle más fino y la *W02* al más denso, y que sus características geométricas se encuentran en la Tabla 4.

Es preciso mencionar que, para los ensayos que se realizaron con agua, el muelle *W01* se insertó en el Colector2 y el muelle *W02* en el Colector1. Se cree que no se instalaron correctamente los termopares destinados al estudio de la sección J en el colector2, o que, con el uso se han despegado algunos de ellos. Por ello, hay especialmente dos puntos, el 5 y el 6, que no proporcionan los datos esperados y, por esta razón, no van a considerarse como decisivos a la hora de obtener conclusiones, sino que las conclusiones se van a razonar en función de los datos que se esperaban y que se sabe serían los correctos por el comportamiento cuasisimétrico de las temperaturas en el tubo y por lo expuesto en el párrafo siguiente.

Para los ensayos con propilenglicol30% se ha demostrado que el error provenía de la toma de medidas. En una primera instancia, el muelle *W01* fue insertado en el Colector2 y los resultados fueron similares, el punto 5 y el punto 6 se desviaban de lo esperado. Se decidió al estudiar lo sucedido repetir los ensayos pero esta vez con el muelle *W01* insertado en el Colector1 y se corroboró lo que se pensaba sobre el mal estado de la sección J en el Colector2 al obtener los datos que se esperaban desde un principio correctamente medidos en el Colector1.

Después de encontrar el error no se han realizado los ensayos con agua en el Colector1 para el muelle *W01*, aparte de por la falta de tiempo, por el interés lectivo que tienen los datos erróneos y la consecuente búsqueda de explicaciones y soluciones sobre estos. También para demostrar en este proyecto lo recientemente expuesto y dejar constancia del comportamiento de la instalación y los resultados obtenidos con su uso.

4.3.2.1 Estudio del caudal

4.3.2.1.1 Agua

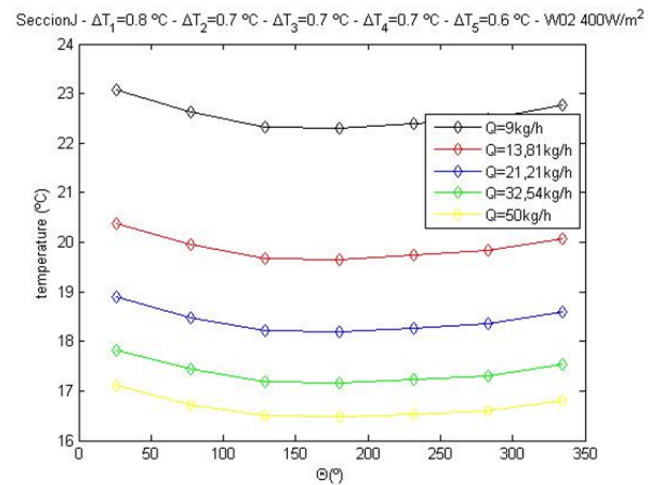
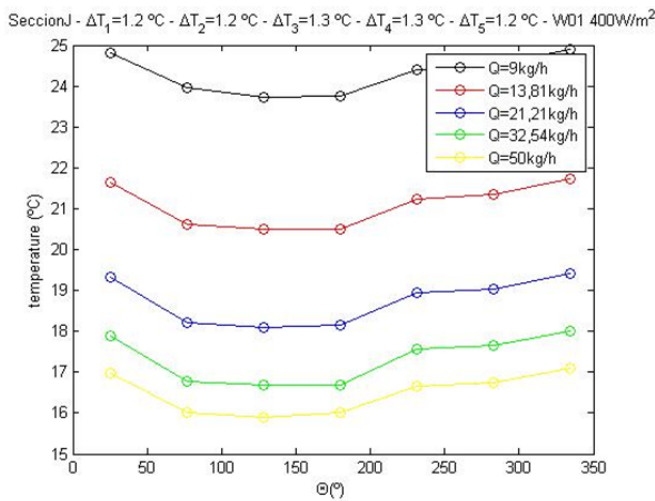


Figura 105: Estudio del caudal en los ensayos con agua y potencia de la manta de 400W/m² con a) el muelle W01 insertado en los tubos y b) el muelle W02 insertado en los tubos

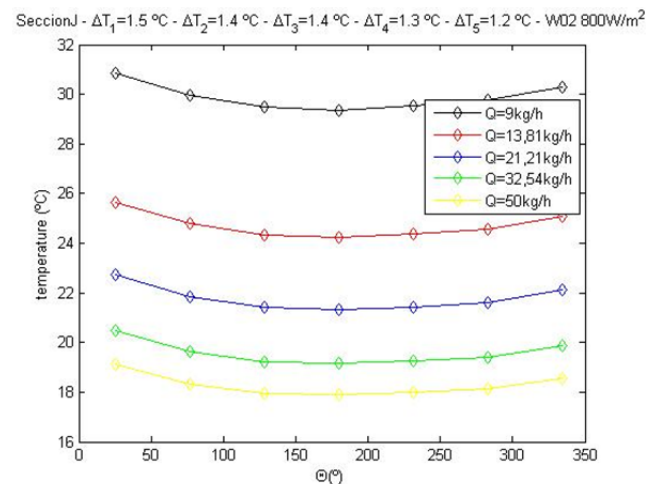
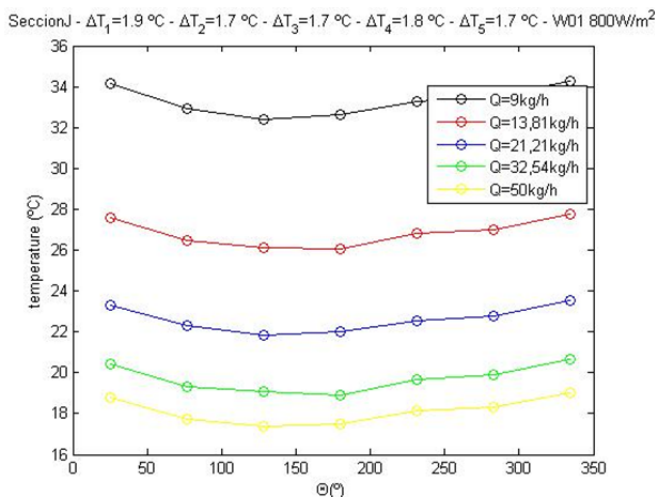


Figura 106: Estudio del caudal en los ensayos con agua y potencia de la manta de 800W/m² con a) el muelle W01 insertado en los tubos y b) el muelle W02 insertado en los tubos

La Figura 105 y la Figura 106 muestran los resultados obtenidos para cada muelle en las dos potencias trabajadas al utilizar agua como fluido circulante. Como se aprecia en el título, las gráficas de la izquierda corresponden a los resultados de los ensayos con el primer muelle W01 insertado, y las de la derecha a los del segundo muelle W02.

Se establece que:

- Para ambos muelles la transmisión de calor es mejor cuanto mayor sea el caudal circulante. Además, el muelle más fino alcanza casi dos grados más de temperatura de pared en la zona de contacto con la soldadura para el caso de 400W/m² a 9kg/h que el muelle más denso y conforme el caudal aumenta, esta diferencia entre las temperaturas periféricas de los muelles en la zona de soldadura va disminuyendo hasta prácticamente igualarse en 17°C a 50kg/h. Esto indica que a partir de un determinado caudal la influencia de la densidad de los muelles deja de ser relevante

en la zona de contacto con la soldadura. (El caso de 800W/m^2 tiene el comportamiento similar por lo que la conclusión obtenida se considera aplicable a ambos casos).

- El efecto de la estratificación de flujo, sin embargo, se ve más acentuado en todo momento en los ensayos con el muelle W01 insertado, y aumenta con la potencia. Se establece que la densidad del muelle es un factor influyente en este fenómeno de manera que a más densidad menor estratificación del flujo, como es lógico pues el efecto swirl de los muelles es directamente proporcional a su densidad.
- La temperatura de pared es directamente proporcional a la potencia suministrada por la manta, el rango de temperaturas alcanzadas es superior al trabajar con 800W/m^2 , y al trabajar con el W01 que con el W02.
- En ambos muelles y para los cinco caudales ensayados la diferencia entre las temperaturas medias periféricas entre caudales disminuye conforme el caudal aumenta.

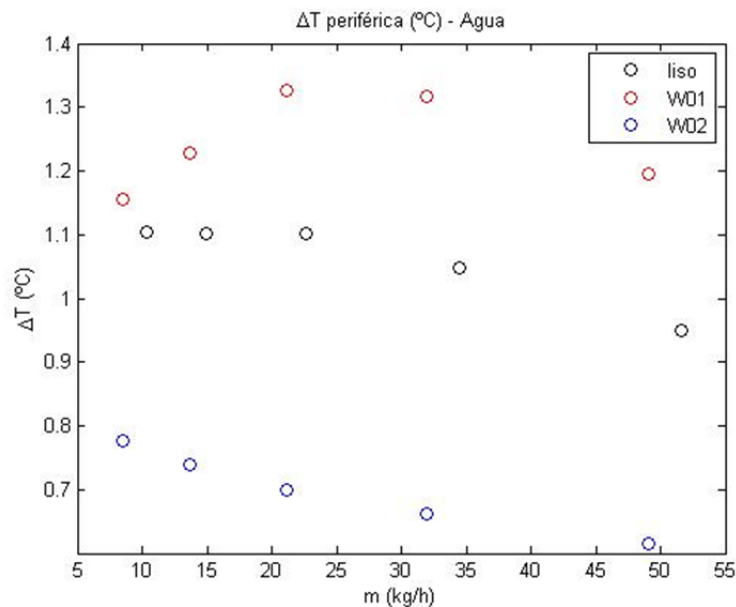


Figura 107: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con agua en tubo liso y con muelles insertados y potencia 400W/m^2

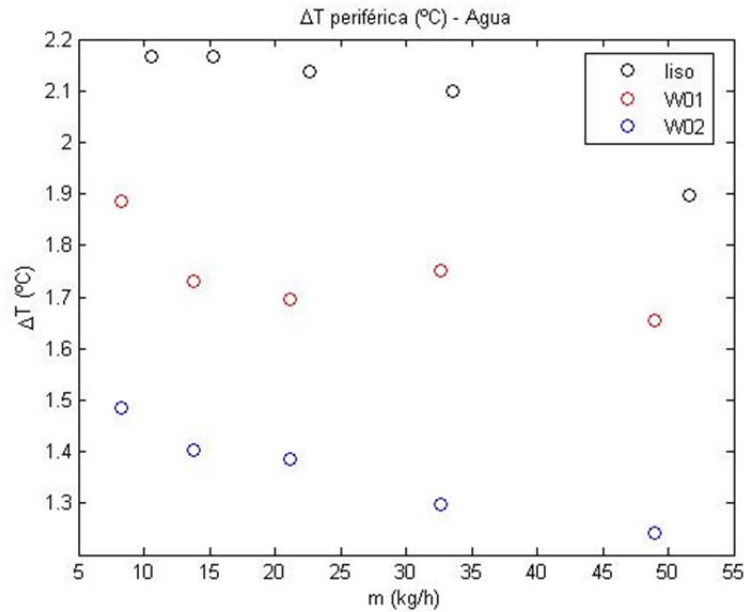


Figura 108: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con agua en tubo liso y con muelles insertados en los tubos y potencia 800W/m^2

Finalmente, al estudiar las representaciones gráficas de las variaciones de temperatura periférica con respecto al caudal de la Figura 107 y la Figura 108, se observa que efectivamente dichas temperaturas son superiores al insertar el muelle menos denso W01, y que estas variaciones disminuyen progresivamente al aumentar el caudal. En términos de transmisión de calor por tanto se corrobora con esto que el muelle más denso es más favorable.

La finalidad de insertar elementos dentro del tubo es aumentar la transmisión de calor con respecto al tubo liso. Esto sucede claramente para el caso de 800W/m^2 (Figura 105), pero no para los ensayos con potencia de 400W/m^2 (Figura 106). Se recuerda que los ensayos con la menor potencia fueron realizados en el Colector2 donde las mediciones en la sección J no se pueden tratar en su totalidad. Por ello, se cree que la razón de que las variaciones de temperaturas periféricas del tubo para el muelle W01 sean superiores a las del tubo liso a 400W/m^2 no es otra que la influencia de las medidas erróneas.

4.3.2.1.2 Propilenglicol 30%

De manera similar al caso de tubo liso y al caso anterior se establece, a partir de la Figura 109 y la Figura 110 que:

- El caudal influye en el aumento de la temperatura de pared del tubo, conforme éste aumenta la diferencia de temperatura periférica disminuye y, conforme éste disminuye la temperatura media periférica aumenta. Además, esta influencia del caudal sobre la temperatura periférica del tubo se da en mayor medida en el tubo con muelle W01 insertado.
- El efecto de estratificación del flujo es similar en ambos muelles tal y como se refleja en los nombres de cada gráfica (Figura 109 y Figura 110) y más influyente en los ensayos de mayor potencia (800W/m^2).

- Al doblar la potencia de la manta las temperaturas en la sección J aumentan alrededor de 10°C para los caudales más bajos y van disminuyendo progresivamente hasta únicamente haber una diferencia de 2°C en los caudales superiores. Se demuestra que la transmisión de calor se acentúa al incrementar el caudal.
- El caso más favorable de transmisión de calor con respecto a las potencias ensayadas se puede considerar, por tanto, el de mayor caudal con el muelle más denso, W02, insertado.

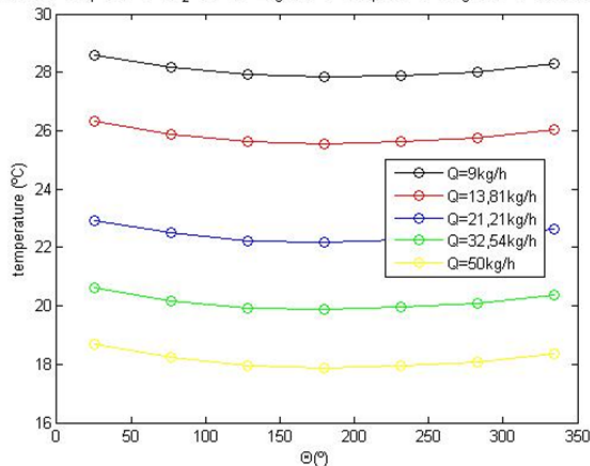
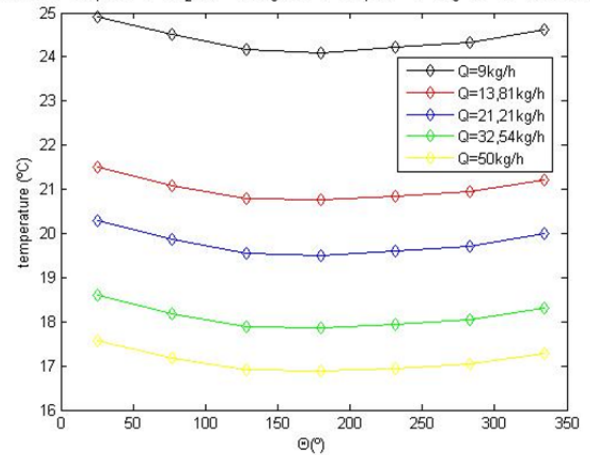
Sección J - $\Delta T_1=0.8^\circ\text{C}$ - $\Delta T_2=0.8^\circ\text{C}$ - $\Delta T_3=0.7^\circ\text{C}$ - $\Delta T_4=0.7^\circ\text{C}$ - $\Delta T_5=0.8^\circ\text{C}$ - W01 400W/m²Sección J - $\Delta T_1=0.8^\circ\text{C}$ - $\Delta T_2=0.7^\circ\text{C}$ - $\Delta T_3=0.8^\circ\text{C}$ - $\Delta T_4=0.7^\circ\text{C}$ - $\Delta T_5=0.7^\circ\text{C}$ - W02 400W/m²

Figura 109: Estudio del caudal en los ensayos con propilenglicol30 y potencia de la manta de 400W/m² con a) el muelle W01 insertado en los tubos y b) el muelle W02 insertado en los tubos

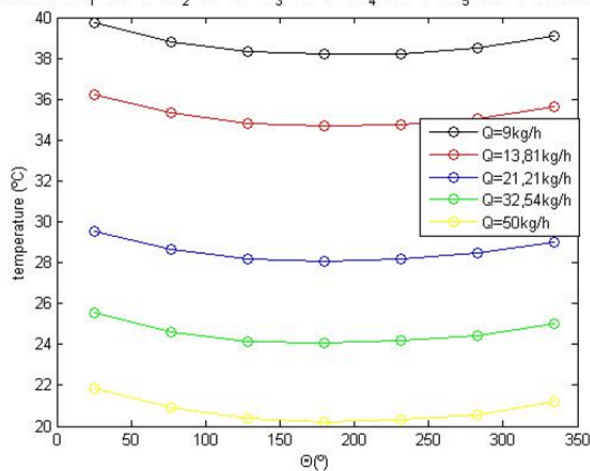
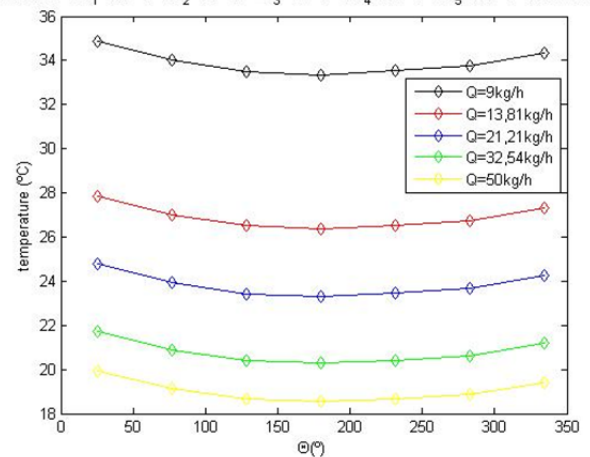
Sección J - $\Delta T_1=1.6^\circ\text{C}$ - $\Delta T_2=1.5^\circ\text{C}$ - $\Delta T_3=1.5^\circ\text{C}$ - $\Delta T_4=1.5^\circ\text{C}$ - $\Delta T_5=1.6^\circ\text{C}$ - W01 800W/m²Sección J - $\Delta T_1=1.5^\circ\text{C}$ - $\Delta T_2=1.5^\circ\text{C}$ - $\Delta T_3=1.5^\circ\text{C}$ - $\Delta T_4=1.5^\circ\text{C}$ - $\Delta T_5=1.4^\circ\text{C}$ - W02 800W/m²

Figura 110: Estudio del caudal en los ensayos con propilenglicol30 y potencia de la manta de 800W/m² con a) el muelle W01 insertado en los tubos y b) el muelle W02 insertado en los tubos

Si se observan ahora la Figura 111 y la Figura 112, se ve cómo la diferencia de temperatura periférica máxima es mayor en el tubo liso que en los muelles cuando se trabaja con propilenglicol al 30%. Además, esta diferencia es prácticamente igual tanto para el muelle W01 como para el muelle W02, aunque el valor medio de temperatura periférica, sin embargo, es mayor en W01 que en W02 por ser el número de Nusselt mayor en W02 que en W01.

La razón principal de que la diferencia de temperatura periférica máxima sea menor en muelles que en tubo liso es porque los muelles generan swirl (remolinos) que anula las corrientes de convección natural, mientras que en liso hay corrientes de convección natural.

muy fuertes que hacen que el flujo siga líneas longitudinales. Cabría pensar que por este efecto swirl que producen los muelles no tuviera que existir ningún tipo de gradiente de temperatura por pequeño que fuera, pero como el calor entra por la soldadura en lugar de entrar uniformemente distribuido por toda la sección periférica, es inevitable que este gradiente periférico exista.

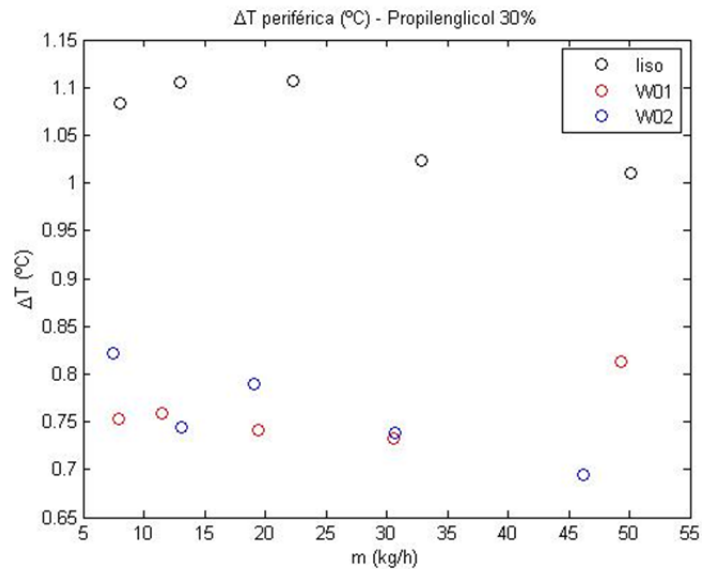


Figura 111: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con propilenglicol30 en tubo liso y con muelles insertados en los tubos y potencia 400W/m²

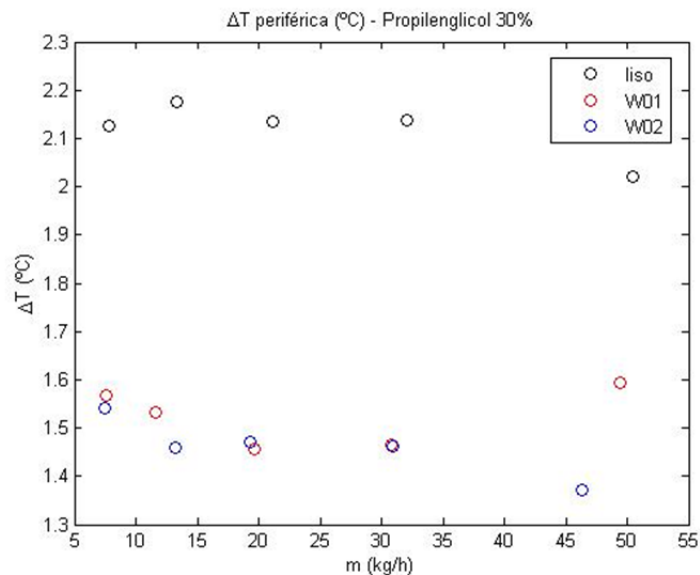


Figura 112: Dependencia de la temperatura periférica del tubo con el caudal en los ensayos con propilenglicol30 en tubo liso y con muelles insertados en los tubos y potencia 800W/m²

4.3.2.2 Estudio de la manta

Las deducciones que se pueden instaurar al estudiar el efecto de la potencia de la mantas tanto en el tipo de fluido como el caudal fijado y así como en la densidad del muelle utilizada

se exponen a continuación. Los resultados se reflejan claramente en la Figura 113 y la Figura 114.

Para los dos fluidos el comportamiento de las curvas debería ser similar. El hecho de no serlo se debe al mal funcionamiento del mecanismo de toma de medidas del Colector2 en la sección J donde se introdujo el muelle W01 para realizar los ensayos con agua. Al comparar con el uso de propilenglicol30% donde el muelle W01 se ensayó en el Colector1 se vuelve a corroborar que la razón del fallo es exactamente la que se acaba de exponer y por ello se considera de aquí en adelante que el comportamiento de ambos fluidos es similar.

Que el comportamiento se considere similar no significa que se igual pues existe una diferencia que reside en las temperaturas periféricas de pared ya que éstas son ligeramente superiores al utilizar propilenglicol30%.

Como viene siendo, el efecto de estratificación del flujo es más predominante en la potencia mayor, la de 800W/m^2 aunque no es influyente en el cambio de caudal (tal y como se dijo en el estudio del caudal). La deducción reside no sólo en la forma más parabólica de las curvas con respecto a las de 400W/m^2 , sino también en el propio encabezado de cada una de las gráficas que muestra la diferencia de temperatura periférica para cada una de las potencias y para cada uno de los muelles.

Se advierte también que la temperatura media de pared a 400W/m^2 es muy inferior a la obtenida para 800W/m^2 y, a su vez, inferior al utilizar el muelle más denso que el menos denso e inferior al aumentar el caudal. El motivo es, entre otros, que tanto al aumentar la densidad del muelle como el caudal, la influencia de la manta sobre la temperatura media de pared va disminuyendo progresivamente y la transmisión de calor al fluido va siendo más significativa.

4.3.2.2.1 Agua

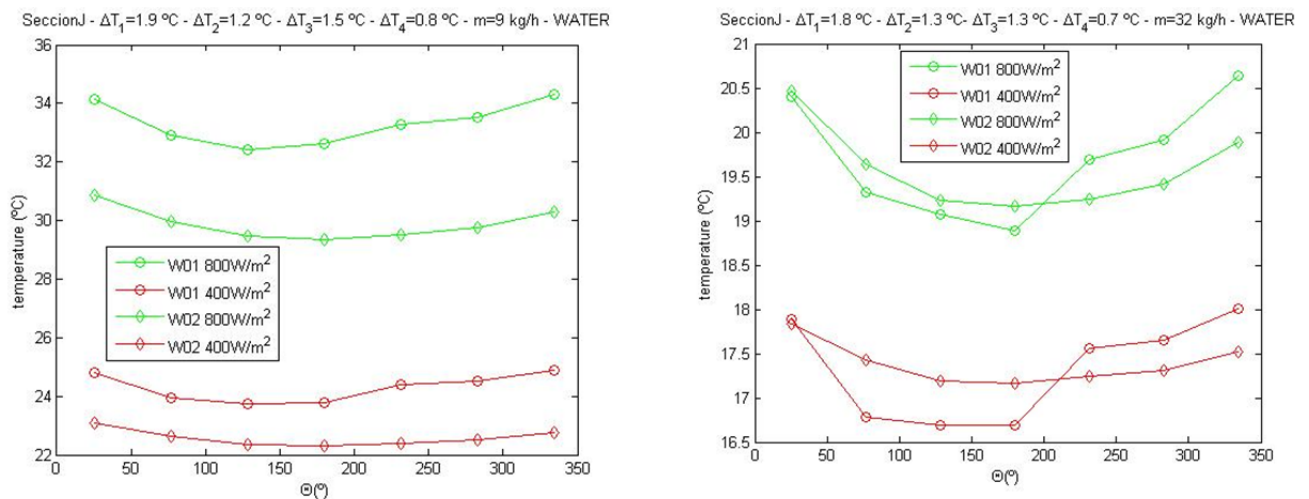


Figura 113: Estudio de la manta en los ensayos con agua y muelles insertados en los tubos a un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h

4.3.2.2 Propilenglicol 30%

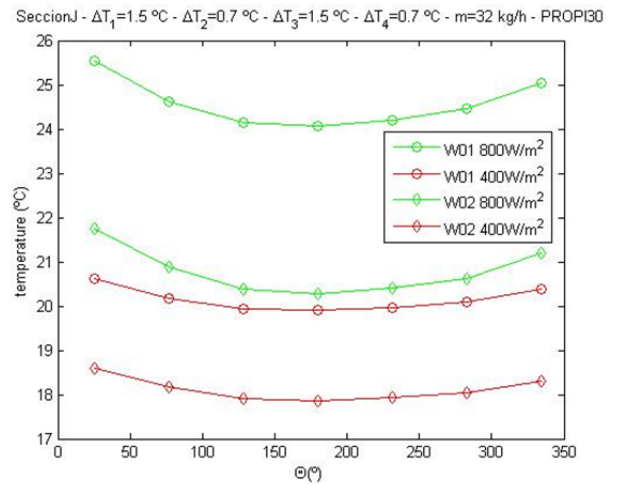
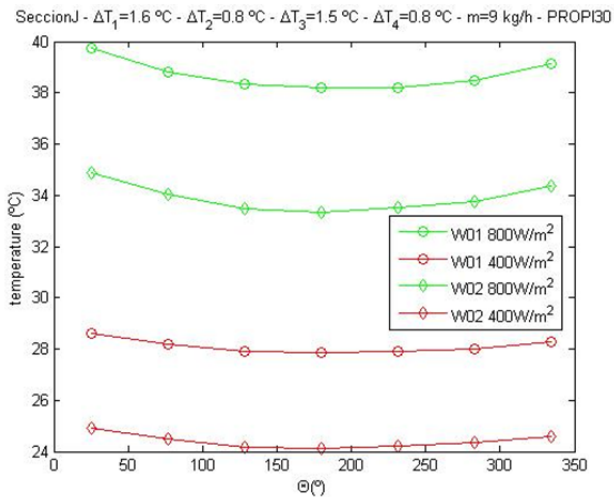


Figura 114: Estudio de la manta en los ensayos con propilenglicol30 y muelles insertados en los tubos a un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h

4.3.2.3 Estudio del fluido

En este estudio se ve más claramente lo ya afirmado en el apartado anterior, las temperaturas medias periféricas del tubo son menores al hacer circular por la instalación agua que al hacer circular propilenglicol30%.

4.3.2.3.1 400W/m²

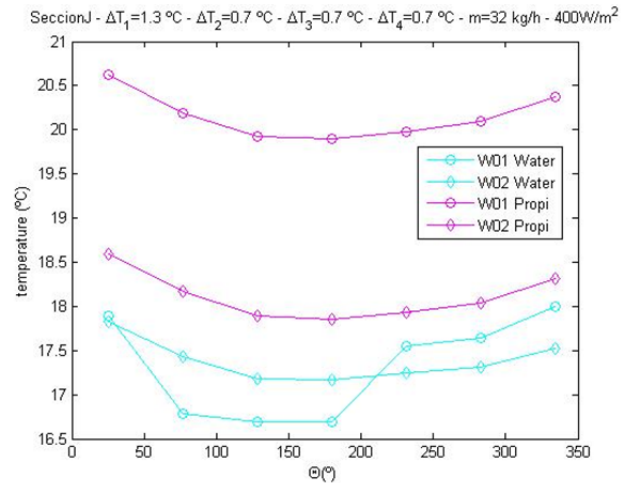
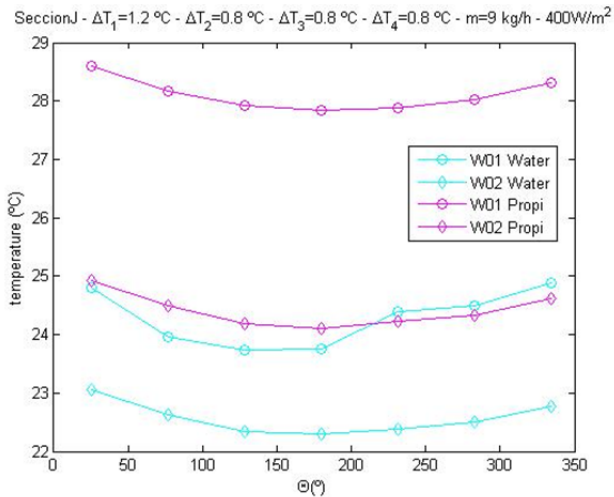


Figura 115: Estudio del fluido con potencia de la manta de 400W/m² y muelles insertados en los tubos con un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h

4.3.2.3.2 800W/m²

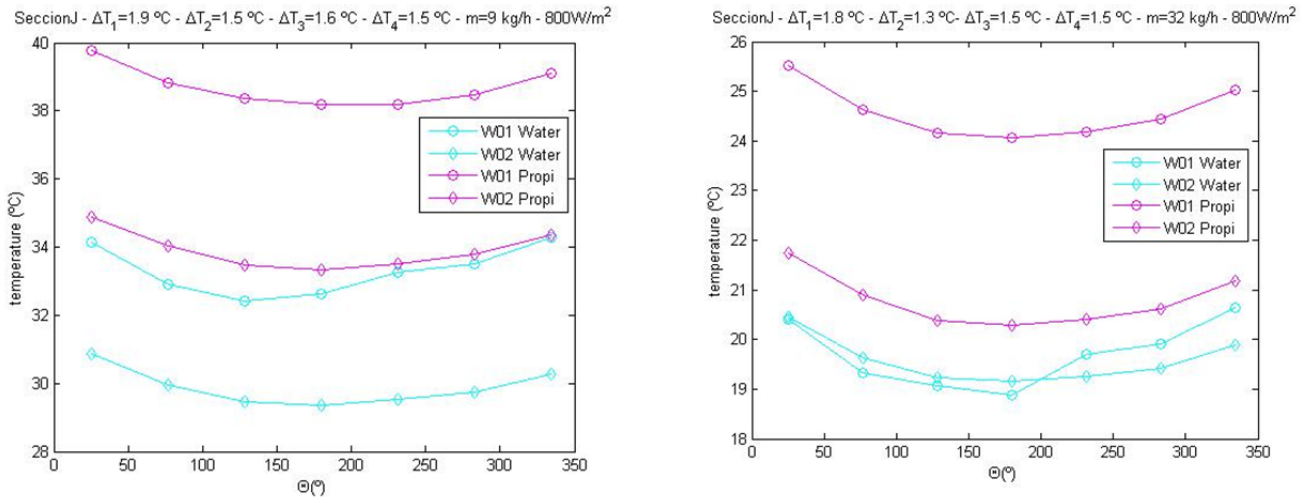


Figura 116: Estudio del fluido con potencia de la manta de 800W/m^2 y muelles insertados en los tubos con un caudal de a) 9kg/h y b) 32kg/h

Con propilenglicol 30% circulante y el muelle W02 las temperaturas medias periféricas tienen valores muy cercanos a los conseguidos con agua y el muelle W01 introducido, es decir, se podría decir que el caso más favorable (hablando en términos de transmisión del calor) de propilenglicol 30% casi puede equipararse al caso más desfavorable de agua. Pero no se puede porque, tal y como se deduce de comparar las distintas gráficas que se muestran (Figura 115 y Figura 116) en los distintos caudales, esta similitud va desapareciendo al aumentar el caudal y la diferencia entre la temperatura media periférica del caso propilenglicol 30% y la del caso agua va siendo cada vez mayor.

Se puede concluir que el agua es el fluido que mejor transmite el calor para cualquiera de los dos muelles, y que el efecto de la densidad los muelles en ambos fluidos es el mismo siendo el muelle más denso el considerado mejor para reforzar la transmisión del calor.

5 Conclusiones del proyecto

5.1 Conclusiones finales

- Se ha realizado una revisión bibliográfica de la transferencia de calor en conductos, incluyendo los mecanismos de convección forzada y mixta.
- Se ha realizado una revisión bibliográfica de la transferencia de calor mejorada con muelles rígidos insertados, encontrando definiciones de parámetros adimensionales y del factor de fricción que definen el comportamiento termohidráulico de los muelles rígidos.
- Se ha realizado una revisión bibliográfica sobre la transferencia de calor en colectores solares planos.
- Se han descrito uno a uno los elementos que forman el banco de ensayos y se ha especificado su utilidad y características a tener en cuenta a la hora de tratarlos.
- Se ha desarrollado un protocolo de ensayos de transferencia de calor y de procesamiento de los datos que permite la lectura en tiempo real de las magnitudes y la visualización de algunas figuras importantes.
- En la instalación experimental se han realizado distintos tipos de ensayos para el estudio de la transferencia de calor en los colectores solares planos. Estos ensayos se han realizado a cinco caudales diferentes, con dos fluidos distintos (agua y propilenglicol al 30%), con calor aplicado por la manta uniformemente con valor de 400W/m^2 y de 800W/m^2 y a distintas densidades de muelles introducidos en los tubos, que han permitido la obtención de valores del número de Nusselt del orden de 10 hasta 10^3 , valores del número de Reynolds que van desde $Re=100$ hasta $Re=3500$, valores del número de Rayleigh del orden de 10^5 y valores del número de Prandtl que varían de 6 a 40. En total han sido 60 los ensayos procesados para este fin. Además se ha realizado un estudio de la transferencia de calor a lo largo del tubo y otro estudio de la transferencia de calor en la sección plenamente desarrollada.
- Se ha realizado un estudio de incertidumbres donde se ha evaluado la contribución del error de los aparatos de medida y de la dispersión de los datos en la incertidumbre global del número de Nusselt. Se observa que la contribución dominante es el error debido a los aparatos de medida y la incertidumbre aumenta bruscamente al disminuir la diferencia de temperaturas entre pared y fluido (lo cual ocurre en general a altos caudales y/o elevados coeficientes de convección en el lado tubo).

Del estudio de la transferencia de calor a lo largo del tubo se han sintetizado las siguientes conclusiones:

- ✓ En los ensayos realizados con agua como fluido circulante, para ambos muelles y para todos los casos de caudal la transmisión de calor es superior a la del tubo liso. Además, la transmisión es mayor en el muelle más denso por el *swirl* del flujo central y los

continuos desprendimientos y readhesiones de la capa límite que se producen aguas abajo de los muelles.

- ✓ En los ensayos realizados con propilenglicol al 30%, para el caso del muelle más denso la transmisión es superior al tubo liso desde el inicio. Sin embargo, para el muelle fino la transmisión empezaría a ser significativa con respecto al tubo liso a partir de un cierto valor del número de Reynolds porque la presencia del muelle anula las corrientes de convección natural que existen para ese régimen de funcionamiento con tubo liso.
- ✓ El comportamiento de la distribución de temperatura en el absorbedor es similar empleando cualquiera de los dos fluidos, variando los resultados numéricos obtenidos. De manera general para ambos casos se observa que:
 - En caudales pequeños la temperatura del absorbedor es máxima cuando no existen elementos insertados en los tubos y se produce un fenómeno de enfriamiento del absorbedor al insertar los muelles en los tubos que aumenta al aumentar la densidad del muelle.
 - En caudales superiores en los que el flujo es plenamente turbulento para los dos muelles los coeficientes de convección son muy parecidos y como consecuencia, la distribución de temperatura en el absorbedor es similar en los dos muelles.
- ✓ Para una misma potencia de la manta, el calor absorbido por el flujo superior en los ensayos con tubo liso y mayor conforme aumenta el caudal. Además, conforme aumenta el caudal, el calor absorbido por el colector en los ensayos con el muelle W02 insertado crece más grosamente con respecto a los ensayos con el muelle W01 insertado. Y el número de Prandtl aumenta conforme aumenta el caudal debido principalmente a la viscosidad del fluido.

Del estudio de la transferencia de calor en la sección plenamente desarrollada se han sintetizado las siguientes conclusiones:

- ✓ La transmisión de calor alrededor del tubo es mejor cuanto mayor sea el caudal circulante y la potencia de la manta ya que la temperatura de pared varía directamente con dichas magnitudes. Al aumentar el caudal la influencia de la potencia de la manta sobre la temperatura media de pared va disminuyendo progresivamente y la transmisión de calor al fluido toma más peso.
- ✓ El efecto de la estratificación del flujo está presente en todos los ensayos y se ve más acentuado en todo momento en los ensayos con el muelle W01 insertado, y aumenta con la potencia. Se establece que la densidad del muelle es un factor influyente en este fenómeno de manera que a más densidad menor estratificación del flujo, como es lógico pues el efecto swirl de los muelles es directamente proporcional a su densidad
- ✓ Para los dos fluidos el comportamiento es similar con la diferencia de que las temperaturas periféricas alcanzadas al utilizar propilenglicol 30% son ligeramente superiores a las alcanzadas al utilizar agua.

La diferencia de temperatura periférica máxima es mayor en el tubo liso que en los muelles. Además, esta diferencia es prácticamente igual tanto para el muelle W01 como para el muelle W02, aunque el valor medio de temperatura periférica, sin embargo, es mayor en W01 que en W02 por ser el número de Nusselt mayor en W02 que en W01.

5.2 Futuras líneas de trabajo

1. Simulación numérica del flujo en tubos de colectores solares con muelles W01 y W02. Análisis de la convección mixta; estudio de la distribución local del flujo de calor e la pared interior del tubo; validación usando resultados experimentales.

2. Estudio de colectores solares térmicos con láminas alabeadas (twisted tapes). Comparación del funcionamiento con muelles y con tubo liso.

3. Obtención de la curva de rendimiento de un colector, en la instalación de Alfonso XIII o en un laboratorio homologado (p.ej. ISE Fraunhofer).

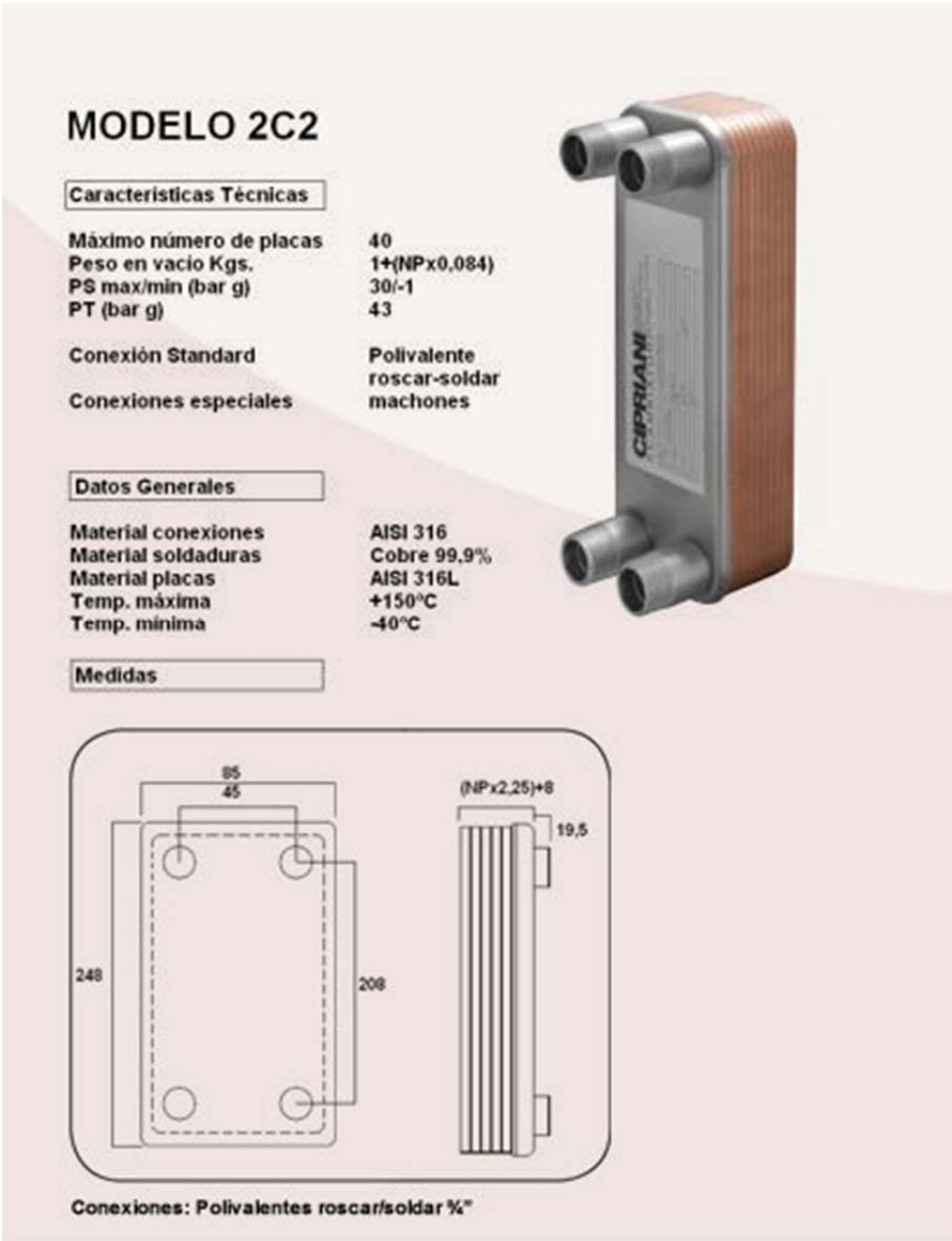
1.2 4. Evaluación energética de captadores mejorados: búsqueda del captador óptimo desde el punto de vista del consumo energético de la instalación. Estudio de las posibilidades de miniaturización.

Anexos

A Hojas de datos de los elementos de la instalación

A.1 Instalación hidráulica

A.1.1 Intercambiador de calor



A.1.2 Depósito

edesa

Gama TRE

TRE-50 SUPRA (50 LITROS)

od. 911270004

EAN-13: 8413880194240

TRE-30C SUPRA (30 LITROS)

od. 911270002

EAN-13: 8413880194226

TRE-30 SUPRA (30 LITROS)

od. 911270003

EAN-13: 8413880194233

Forma exterior redonda
Instalación vertical (TRE-30 SUPRA)
Reversible: Instalación horizontal y vertical
Resistencias envainadas
Cuba de acero con esmalte al titanio vitrificado a 850°C
Termostato regulable con mando inferior
Protección antihielo
Posición ECO
Piloto de calentamiento (parte interior)
nodo de magnesio
Superaislamiento de poliuterano expando sin CFC y sin H
Sensor termostático envainado
Termostato de seguridad
Manguitos aislantes
Válvula de seguridad con dispositivo de vaciado
Exterior con recubrimiento de pintura epoxi

Serie Redondo Confort

50 l. / 30 l.



A.1.3 Máquina frigorífica

Specifications List

Product specification

Table 8-1 Specifications List [HRS050-**-20-(BJM)]

Model			HRS050-A*-20-(BJM)	HRS050-W*-20-(BJM)
Cooling method			Air-Cooled refrigerated type	
Refrigerant			R410A (HFC)	
Control method			PID control	
Ambient temperature and humidity ^{*2}			Temperature : 5 to 40 °C、 Humidity: 30 to 70%	
Circulating fluid system	Circulating fluid ^{*3}		Tap water, Ethylene glycol aqueous solution 15% ^{*4}	
	Operating temperature range ^{*2}	°C	5 to 40	
	Cooling capacity ^{*4} (50/60Hz)	W	4700/5100	
	Temperature stability ^{*6}	°C	±0.1	
	Pump capacity ^{*7} (50/60Hz)	MPa	0.24(at 23L/min)/0.32(at 28L/min)	
	Rated flow ^{*8} (50/60Hz)	L/min	23/28	
	Tank capacity	L	Approx. 5	
	Port size		Rc1/2	
Facility water outlet system ^{*15}	Wetted material		Stainless steel, Copper brazing (Heat exchanger) ^{*13} , Bronze ^{*13} Brass ^{*13} , SIC, Carbon, PP, PE, POM, FKM, EPDM, PVC, NBR	
	Temperature range	°C	-	5 to 40
	Pressure range	MPa	-	0.3 to 0.5
	Required flow ^{*13}	L/min	-	16
	Facility water pressure differential	MPa	-	0.3 more
	Port size		-	Rc1/2
Automatic fluid filling ^{*12}	Wetted material		Stainless steel, Copper brazing (Heat exchanger), Bronze, Synthetic rubber	
	Feed water pressure range	MPa	0.2 to 0.5	
	Feed water temperature range	°C	5 to 40	
	Feed water capacity	L/min	Approx. 1	
	Automatic fluid filling Port size		Rc3/8	
Electric system	Over flow port Port size		Rc3/4	
	Power supply		AC200 to 230V, 50/60Hz. Allowable voltage range ±10%	
	Breaker ^{*14}	A	20	
	Applicable earth leakage breaker capacity ^{*5}	A	20	
	Rated operating current ^{*3} (50/60Hz)	A	8.0/11.0	7.6/10.0
	Rated power consumption ^{*3} (50/60Hz)	kVA	1.68/2.20	1.55/2.00
Dimensions ^{*11}			W377xD592xH976 (W14.8XD23.3xH38.4[Inch])	
Accessory			Sequence I/O command signal connector 1pc., Operation manual (Installation·Operation) 1pc, Alarm code list label 1pc.	
Weight ^{*11}			69	67

*1 Use the product in conditions where freezing will not occur.

Consult with SMC if using in a season or region where the ambient temperature will fall below zero.

*2 If tap water is used, use water which satisfies the standard of The Japan Refrigeration And Air Conditioning Industry Association (JRA GL-02-1994/Cooling water system - circulation type - make-up water)

*3 (1)Operating ambient temp.: 25 °C , (2)Circulating fluid temp.: 20 °C , (3)Circulating fluid rated flow, (4)Circulating fluid : Tap water, (5) Facility water temp.: 25°C(*15).

*4 Use a 15% ethylene glycol aqueous solution if operating in a place where the circulating fluid temp. is lower than 10 °C.

*5 Outlet temp. when the circulating fluid flow is rated flow, and the circulating fluid outlet and the return are directly connected. Installation environment and power supply are within specification range and stable.

*6 The capacity at the thermo-chiller outlet when the circulating fluid temp. is 20°C.

*7 Fluid flow to maintain the cooling capacity and the temperature stability.

The specification of the cooling capacity and the temperature stability may not be satisfied if the flow rate is lower than the rated flow.

*8 To be prepared by the customer. Use an earth leakage breaker with sensitivity of 30mA/200V in power supply specification.

*9 Front 1m/Height 1m/Static with no load. See note 3 for other conditions.

*10 Dimension between panels. Projection is not included.

*11 Weight when the circulating fluid and facility water (for water-cooled type) is not included.

The weight will increase by 1kg when option J [Automatic fluid filling] is selected.

*12 For option J [Automatic fluid filling port].

*13 Copper, bronze and brass is not included when option M [DI water piping] is selected.

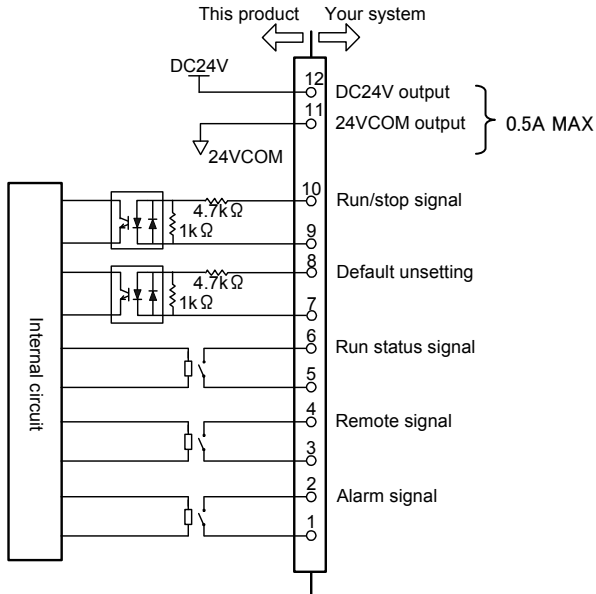
*14 In case of option B [Earth leakage breaker], the breaker is changed to an earth leakage breaker.

*15 For water -cooled type.

Communication specifications

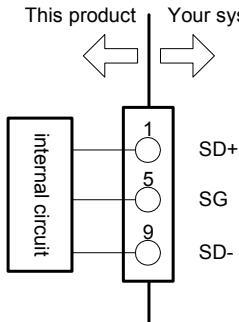
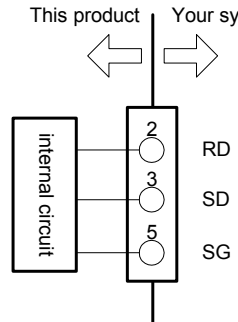
■ Contact input/output

Table 8-2 Specifications List

Item		Specification
Connector type (for this product)		MC1,5/12-GF-3,5
Input signal	Insulation system	Photo coupler
	Rated input Voltage	DC24V
	Operating voltage range	DC21.6V to 26.4V
	Rated input current	5mA TYP
	Input signal	4.7Ω
Contact output signal	Rated load current	AC48V or less /DC30V or less
	Maximum load current	AC/DC500mA (Resistance load)
Output voltage		DC24V±10% 0.5A MAX
Circuit structure diagram	 <p>This product ↔ Your system</p> <p>DC24V 12 24VCOM 11 Run/stop signal 10 Default unsetting 9 Run status signal 8 Remote signal 7 Alarm signal 6 5 4 3 2 1</p> <p>Internal circuit</p> <p>4.7kΩ 1kΩ</p> <p>0.5A MAX</p>	

■ Serial communication

Table 8-3 Specifications List

Item	Specification	
Connector type (for this product)	D-sub9 pin Female connector	
Protocol	Modicon Modbus standard / Simple communication protocol	
Standard	EIA RS-485	EIA RS-232C
Circuit structure diagram	 <p>This product ↔ Your system</p> <p>SD+ 1 SG 5 SD- 9</p> <p>Internal circuit</p> <p>4.7kΩ 1kΩ</p>	 <p>This product ↔ Your system</p> <p>RD 2 SD 3 SG 5</p> <p>Internal circuit</p> <p>4.7kΩ 1kΩ</p>

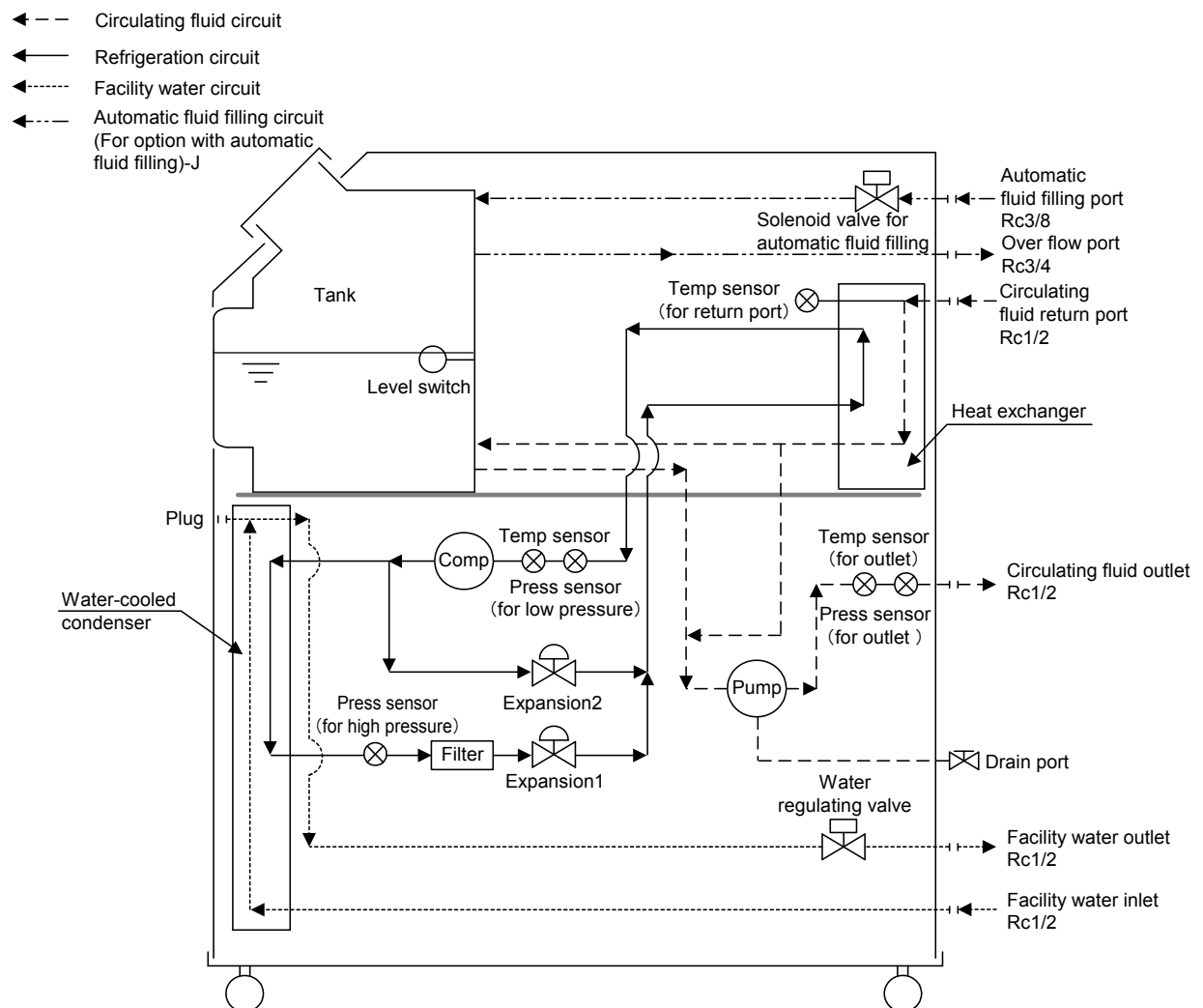
HRS050-W*-20-(BJM)

Fig. 8-3 Flow Chart(HRS050-W*-20-(BJM))

Cooling capacity
HRS050-**-20-(BJM)

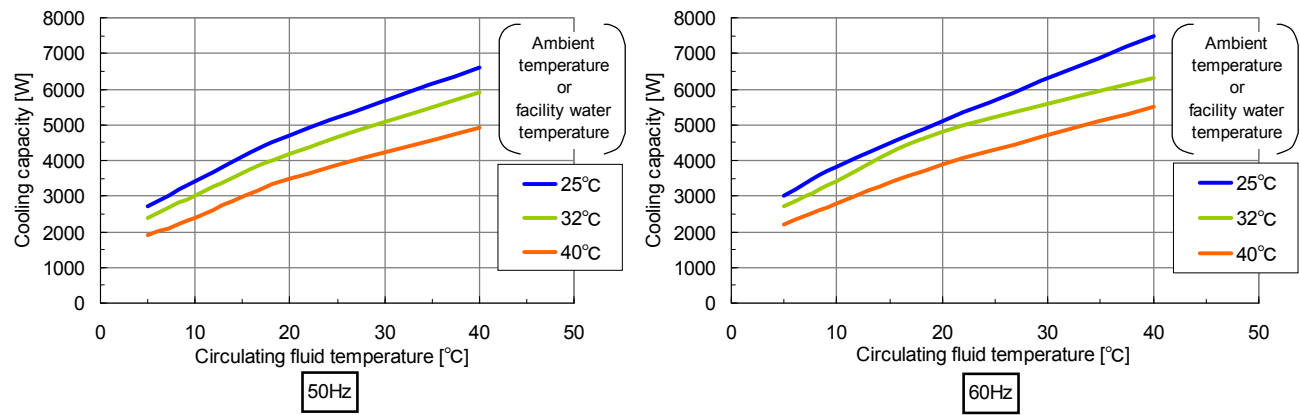


Fig. 8-4 Cooling capacity(HRS050-**-20-(BJM))

Pump capacity
HRS050-**-20-(BJM)

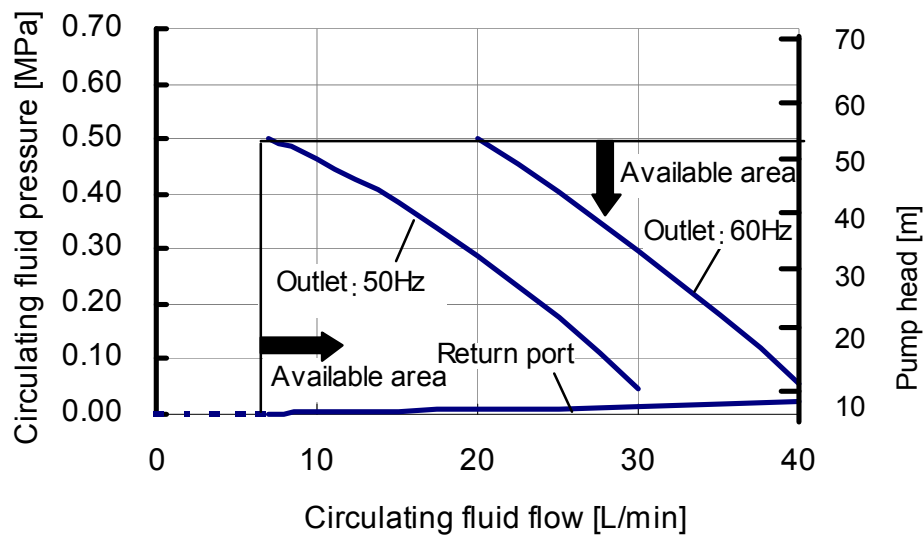


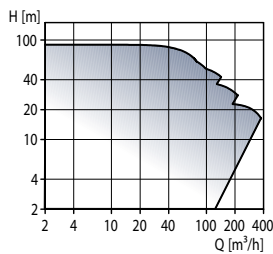
Fig. 8-5 Pump capacity(HRS050-**-20-(BJM))

A.1.4 Bomba



TPE Series 1000

Single-stage, centrifugal pumps - electronically controlled



Technical data

Flow, Q: max. 370 m³/h
 Head, H: max. 90 m
 Liquid temp.: -25°C to +120°C
 Op. press: max. 16 bar

Applications

The pumps are suitable for liquid transfer in

- District heating plants
- Cooling and air-conditioning systems
- Industrial plants

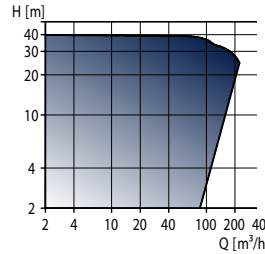
Features and benefits

- Low-energy
- Adaptation to existing operating conditions
- Simple installation
- Many control facilities
- Wireless remote control, R100
- Communication via GENIbus or LON



TPE Series 2000

Single - stage, centrifugal pumps - electronically controlled



Technical data

Flow, Q: max. 230 m³/h
 Head, H: max. 41 m
 Liquid temp.: -25°C to +120°C
 Op. press: max. 16 bar

Applications

Circulation of hot or cold water in

- Heating systems
- Domestic hot water systems
- Cooling and air-conditioning systems

Features and benefits

- Low-energy
- Adaptation to existing operating conditions
- Simple installation

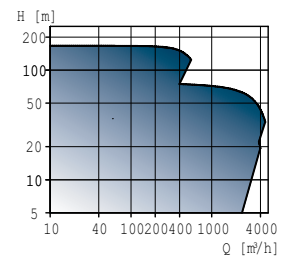
Options

- Wireless remote control, R100
- Communication via GENIbus, BACnet MS/TP, LON, Modbus RTU or Profibus DP
- Twin-head versions



TP

Circulator pumps, close-coupled type



Technical data

Flow, Q: max. 4600 m³/h
 Head, H: max. 170 m
 Liquid temp.: -25°C to +120°C
 Op. press: max. 25 bar

Applications

Circulation of hot or cold water in

- Heating systems
- District heating plants
- Local heating plants
- Domestic hot water systems
- Cooling and air-conditioning systems

Features and benefits

- Compact design
- Wide range
- Standard motor
- Service-friendly
- Various types of shaft seals depending on liquid, temperature and pressure

Options

- Bronze pump housing
- Twin-headed versions

A.1.5 Válvulas automáticas

AVM 105S, 115S: Actuator with SAUTER Universal Technology (SUT)

How energy efficiency is improved

Automatic adaptation to valve, precision control and high energy efficiency with minimal operating noise.

Areas of application

Actuation of through and three-way valves of the VUN/BUN, VUD/BUD and VUE/BUE series (DN15 to DN50). For controllers with continuous output (0...10 V) or switching output (2-point or 3-point control).

Features

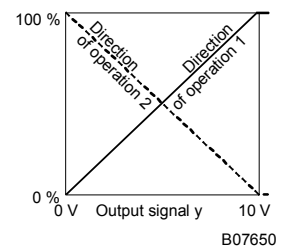
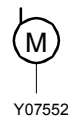
- Pushing force 250 N (AVM 105S) or 500 N (AVM 115S)
- Stepping motor with SUT (SAUTER Universal Technology) electronic control unit and electronic load-dependent cut-off
- Automatic detection of control signal applied (continuous or switching)
- The type of characteristic curve (linear, quadratic or equal percentage) can be set in the actuator
- Independent adaptation to valve stroke
- Direction of travel can be set on cable
- Coding switch for selection of characteristic and running time (35, 60 or 120 s)
- Maintenance-free transmission with magnetic clutch
- Transmission can be disengaged for positioning the valve manually (Allen key included)
- Assembly with valve is done automatically after control voltage is applied

Technical description

- 24 V~ or 24 V~/= power supply
- Two-part housing made of fire-retardant plastic; lower section black, upper section yellow
- Console made of glass-fibre-reinforced plastic
- Brass box nut for fitting valve
- Connecting cable 1.2 m long, 5 × 0.75 mm²
- Installation position: vertical to horizontal, but not upside down



T10876



B07650

Type	Running time [s]	Stroke ²⁾ [mm]	Pushing force [N]	Power	Weight [kg]
For valves with equal-percentage characteristic, can be switched over to linear					
AVM 105S F132	35/60/120	8.0	250	24 V~/=	0.7
AVM 115S F132	60/120	8.0	500	24 V~/=	0.7
Positioner ¹⁾					
Control signal	0...10 V, R _i > 100 kΩ		Starting point U ₀	0 or 10 V	
Positional feedback signal	0...10 V, load > 10 kΩ		Control span ΔU	10 V	
			Switching range X _{sh}	200 mV	
Power supply	24 V~	± 20%, 50/60 Hz	Degree of protection (horizontal)	IP 54 as per EN 60529	
	24V=	+20% / -10%	Protection class	III as per IEC 60730	
Power consumption			Response time ¹⁾	200 ms	
AVM 105S F132	4.8 W	8.5 VA	Wiring diagram	A09673	
AVM 115S F132	4.9 W	8.7 VA	Dimension drawing	M09743	
Max. media temperature	100 °C		Fitting instructions 1 . 5S	MV 506065	
Ambient temperature	-10...55 °C		Material declaration	MD 51.362	
Ambient humidity	5...95% rh without condensation				

For control valve type KTM512 / TA-Regulator DN 15...50

Type	Running time [s]	Stroke [mm]	Pushing force [N]	Power	Weight [kg]
AVM 115S F901	80/160	10.0	500	24 V~	0.7

Deviation from standard type: inverse scale therefore inverse direction of operation. Adaptor for control valve available on the valve or from TA-Regulator, stating reference no. 52 757 003.

¹⁾ Also for 2-point or 3-point, depending on type of connection

²⁾ Maximum stroke of drive = 10.0 mm

Engineering and fitting notes

The ingress of condensate, drops of water etc. along the valve spindle and into the drive should be prevented.

With the electrical connection, you must also make sure that the cross-section of the supply line is adapted to the power and length. In any case, however, we recommend that the cross-section should not be less than a minimum of 0.75 mm².

The assembly of actuator and valve is done by fitting and tightening the cap nut without further adjustment; no tools should be used. The valve spindle and the drive spindle are coupled together automatically, either by using the manual adjustment facility or by applying power. When dismantling, first release the drive/valve spindle, then loosen the cap nut.

The actuator is supplied ex works in the middle position.

The combination of stepping motor and electronics unit allows several actuators of the same SUT type to be run in parallel.

The following accessories can be fitted to each actuator: one set of auxiliary contacts.

The coding switches are accessible via an opening with black lid in the housing cover.

The auxiliary contacts should be screwed onto the drive's top cover. Before the mechanical connection can be established, the indicator knob should be removed. A new indicator is then visible on the lid of the auxiliary contacts.

N.B.: The housing should not be opened.

Fitting outdoors

If the devices are fitted outdoors, we recommend that additional measures be taken to protect them against the effects of the weather.

Additional technical data

The upper part of the housing, with the lid, indicator knob and the cap, contains the stepping motor and the SUT electronic control unit. The lower part contains the maintenance-free transmission.

Auxiliary change-over contacts

Switch rating: max. 230 V a.c.; min. current 20 mA at 20 V

Switch rating: max. 4...30 V d.c.; current 1...100 mA

Power consumption:

Type	Running time [s]	Condition	Active power P [W]	Apparent power S [VA]
AVM 105S F132	35	Operating	2.45	4.75
		Standstill	0.35	0.8
	60	Operating	4.8	8.5
		Standstill	0.35	0.8
	120	Operating	2.2	4.25
		Standstill	0.35	0.8
AVM 115S F132	60	Operating	4.9	8.7
		Standstill	0.35	0.75
	120	Operating	2.25	4.3
		Standstill	0.35	0.75

CE conformity

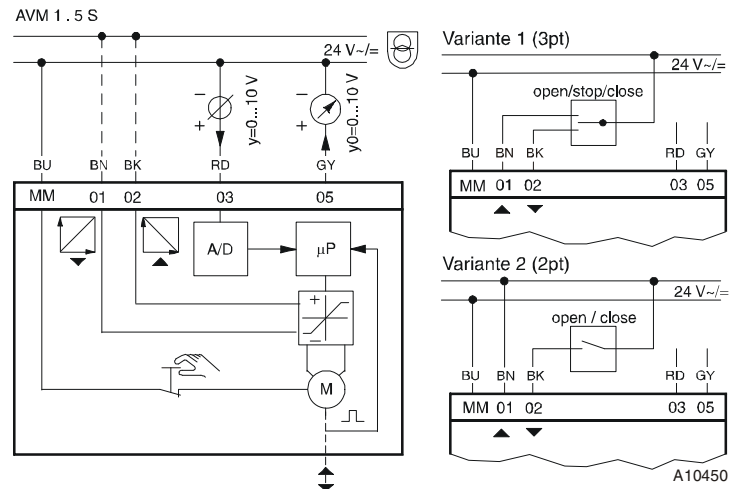
EMC Directive 2004/108/EC

EN 61000-6-1

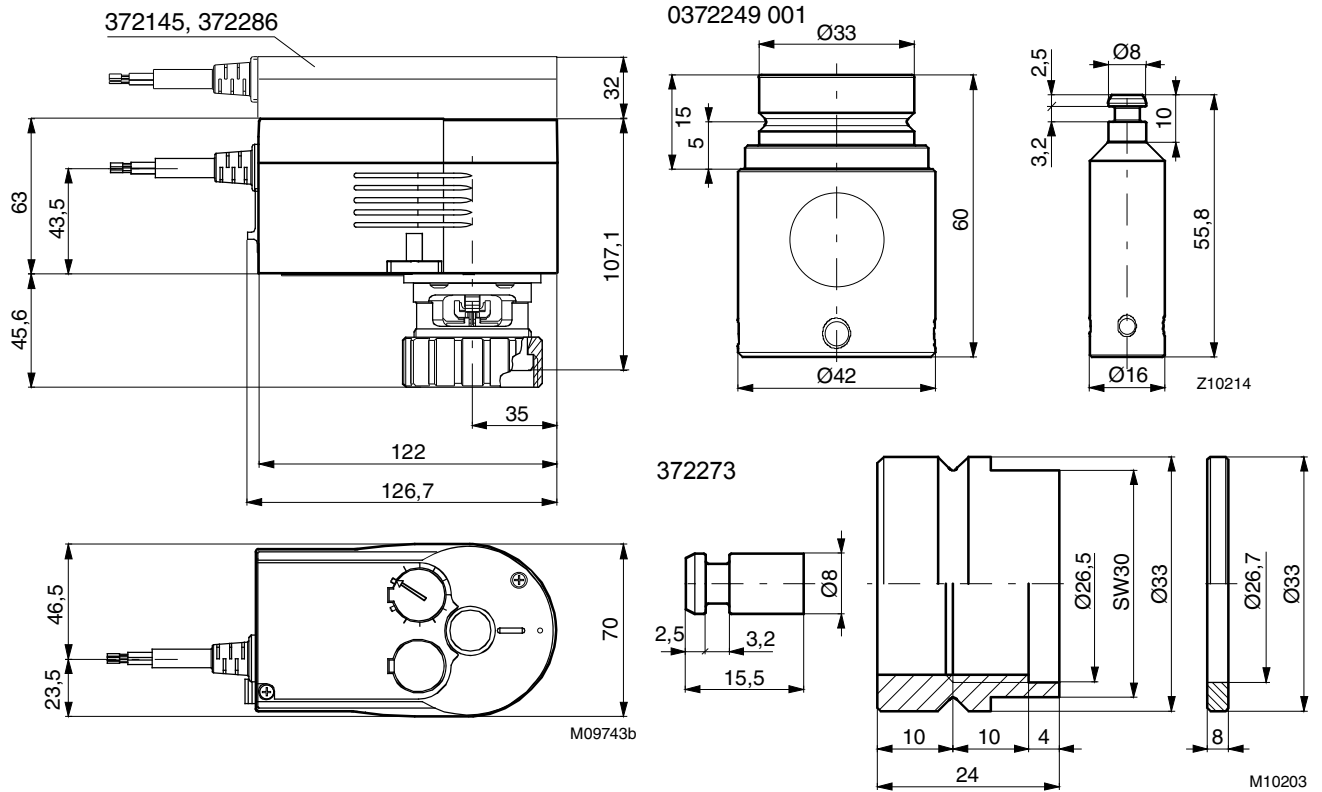
EN 61000-6-3

EN 61000-6-4

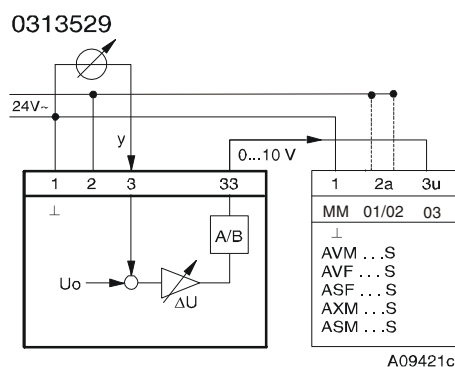
Wiring diagram



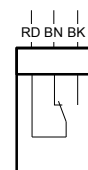
Dimension drawing



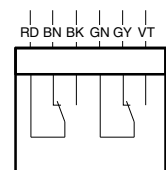
Accessories



372145 001



372145 002



A.1.6 Armaflex

Armaflex - Protects Your Investment

The professional insulation with the "inbuilt water-vapour-barrier"

With its exceptional, inbuilt, water vapour barrier Armaflex is particularly effective at preventing moisture ingress and ensuring long term thermal efficiency. The thermal properties of Armaflex will not rapidly deteriorate over time as other insulation materials may and, by keeping moisture as far from the pipe surface as possible, Armaflex reduces the risk of expensive under insulation corrosion.

The in built water vapour of Armaflex comes from its closed cell structure. Armaflex comprises thousands of interconnected closed cells, each with an inherent resistance to water ingress. As such the vapour barrier of Armaflex cannot be compromised by surface punctures or tears.

In addition Armaflex is dust and fibre free. It will not emit any particles or fibres, even when cut into shapes and fittings.

Armaflex can be easily and cost effectively fabricated into valve and flange boxes on site, allowing for the protection of these vulnerable components and the creation of a fully sealed system at significantly reduced cost.

Where industries have specific requirements Armaflex is often available in specialized variants which meet the need. This includes a high temperature Armaflex suitable for use on heating and process lines in excess of 105°C. All Armaflex variants are manufactured to the highest levels of quality making Armaflex a product that can truly protect your investment.



A.2 Calentamiento

A.2.1 Mantas térmicas

Improve Heat Transfer, Speed Warm Ups and Decrease Wattage Requirements

Rugged, yet thin, lightweight and flexible — the use of Watlow® silicone rubber heaters is limited only by the imagination. With these heaters, heat can be placed where it is needed. In the application process these heaters improve heat transfer, speed warm ups and decrease wattage requirements.

Fiberglass-reinforced silicone rubber gives the heater dimensional stability without sacrificing flexibility. Because very little material separates the element from the part, heat transfer is rapid and efficient. The heaters are constructed with a wire-wound element or an etched foil element. The heater construction creates a very thin heater allowing it to fit applications where space is limited.

Performance Capabilities

- Operating temperatures up to 500°F (260°C)
- Watt densities up to 80 W/in² (12.5 W/cm²), dependent upon application temperature
- Wire-wound element thickness — 0.055 in. (1.4 mm)
- Etched foil element — 0.022 in. (0.56 mm)
- UR®, cUR®, VDE and CE recognitions are available on many designs up to 428°F (220°C)

Features and Benefits

Designed to the exact shape and size needed

- Conforms to your component and/or equipment

More than 80 designs available immediately from stock

- Reduces downtime

Constructed with wire-wound or etched foil elements

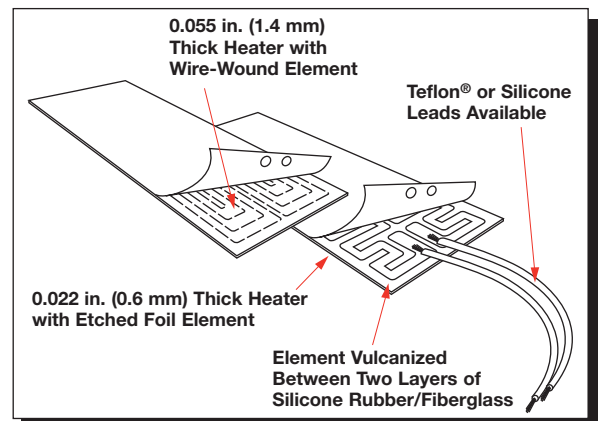
- Delivers a thin, lightweight heater
- Provides the desired flexibility for many dynamic applications
- Delivers low mass and easily repeatable distributed watt densities

Moisture- and chemical-resistant silicone rubber material

- Provides longer heater life

Vulcanizing adhesives or fasteners

- Allows heaters to be easily bonded to the part



Typical Applications

- Freeze protection and condensation prevention for many types of instrumentation and equipment
- Medical equipment such as blood analyzers and test tube heaters
- Computer peripherals such as laser printers
- Curing of plastic laminates
- Photo processing equipment
- Semiconductor processing equipment

Mounting Methods

- Pressure Sensitive Adhesive Surface (PSAS)
- Silicone contact cement kit
- Field applied adhesive
- Mechanical fasteners
- Factory bonding

Termination Styles

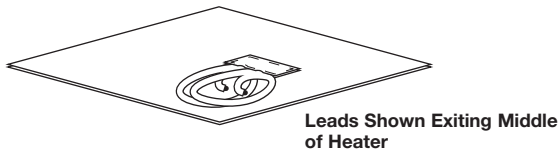
Watlow offers many types of leads and terminations. Leads can project from any position along the perimeter of the unit. **They will be centered on the short side width of rectangular heaters unless otherwise specified.**

Teflon® UL®1180 CSA



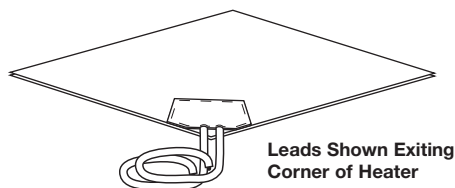
Watlow's leads are 12 in. (305 mm) long, white, Teflon® insulated, flexible, plated copper UL® 1180 CSA wire. They are rated for 392°F (200°C)/300V. The lead connections on or at the heater are insulated with a cap of sheath material, vulcanized to the heater body.

Teflon® Leads



Teflon® Type E (MIL-W-16878) and Teflon® UL® 1199 rated for 392°F (200°C)/600V are also available.

Silicone Insulated Leads



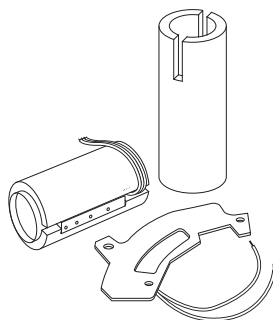
For a better moisture seal, specify UL® silicone insulated lead wires. This lead type is rated for 302°F (150°C)/ 600V. Any lead length is available. **Note:** Silicone rubber heaters are not designed to be waterproof. Excess exposure to moisture may facilitate premature heater failure.

Option

Thermal Insulation

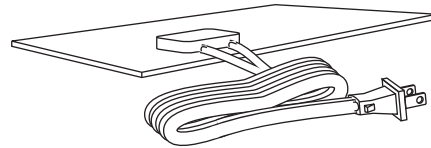
To increase the heating efficiency of your application, silicone rubber heaters can be thermally insulated with silicone sponge rubber, bonded to one side in the following thicknesses: 1/16, 1/8, 1/4, 3/8 or 1/2 in. (1.6, 3.2, 6, 9.5 or 13 mm)

An aluminized surface can be added to the back of the heater to reduce radiated heat losses. This aluminized surface, called "low loss treatment," adds very little to the unit thickness and maintains a very clean appearance.



Extended Capability Termination Style

HPN Cord and Plug Set

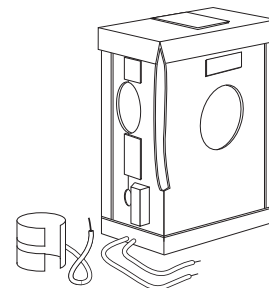


Molded Leads are Shown Exiting Edge of Heater. Capped Leads are also Available

For removable heaters, a 6 ft (1.8 m) HPN cord and plug set provides convenience. It is rated for 194°F (90°C)/ 300V. HPN cord without a plug is also available in any length.

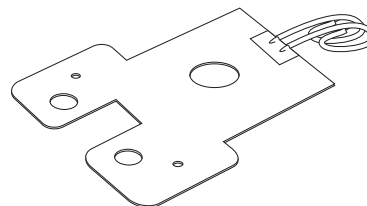
Extended Capability Options

Formed Heaters



Many three-dimensional shapes, such as cylinders, cones and boxes, can be factory formed. Semi-rigid shapes can be self-gripping to the part. Special tooling may be required for some designs.

Holes, Cutouts and Notches



Watlow can provide flexible heaters with special holes, cutouts and notches in nearly any position required for your design. The resistance element can be brought to within 1/8 in. (3.2 mm) of all edges. Standard spacing is 1/4 in. (6 mm) from all edges.

Watlow® is a registered trademark of Watlow Electric Manufacturing Company.
Teflon® is a registered trademark of E.I. duPont de Nemours & Company.
UR® and cUR® are registered trademarks of Underwriter's Laboratories, Inc.

To be automatically connected to the nearest North American Technical Sales Office:

1-800-WATLOW2 • www.watlow.com • inquiry@watlow.com

International Technical Sales Offices: Australia, +61 3 9335 6449 • China, +86 21 3381 0188 • France, +33 1 41 32 79 70
Germany, +49 (0) 72 53 / 94 00-0 • Italy, +39 024588841 • Japan, +81 3 3518 6630 • Korea, +82 2 2628 5770
Malaysia, +60 3 8076 8745 • Mexico, +52 442 217 6235 • Singapore, +65 6773 9488 • Spain, +34 91 675 12 92
Taiwan, +886 7 288 5168 • United Kingdom, +44 (0) 115 964 0777

A.2.2 Autotransformador



INSTALACION Y CONEXIONES

Antes de la puesta en marcha, comprobar que las conexiones son correctas y que la tensión de la red se corresponde con la del aparato.

Recomendamos su protección, a la salida, con fusibles lentos de Inx 1,1 ó magneto-térmicos, adecuados a la corriente nominal del auto-transformador, que evitarán un funcionamiento con sobrecargas por periodos prolongados.

Al poner en marcha por primera vez, comprobar que la corriente que pasa por los cursores no sobrepasa la nominal, en ningún punto del recorrido.

Siempre que sea posible, se instalarán los auto-transformadores con la pista hacia abajo, para evitar que se produzcan acumulaciones de polvo sobre ellas.

Conexión de los auto-transformadores monofásicos:

- 1-3 Bornes alimentación, cuando hay elevación en la tensión de salida respecto a la de entrada.
- 1-4 Bornes alimentación cuando no hay elevación en la tensión de salida respecto a la entrada.
- 1-2 Bornes de salida, en ambos casos.

Conexión de los auto-transformadores trifásicos:

Para la conexión trifásica en estrella, conectar los tres bornes n°1 en paralelo y constituyen el neutro.
La entrada la constituyen el neutro y los tres bornes n°4 (para modelos sin elevación) ó los tres bornes n°3 (para modelos con elevación).
La salida, en ambos casos, la constituyen el neutro y los tres bornes n°2.

Conexión equipos motorizados:

Independientemente de la conexión propia de los auto-transformadores variables, los equipos con regulación motorizada disponen de tres bornes de conexión en la parte superior del equipo, correspondientes a la alimentación del moto-reductor.

Para aumentar la tensión de salida en el variador de tensión, se debe aplicar tensión 230 VAC entre los bornes con cables de colores Violeta-Gris.

Para disminuir la tensión de salida en el variador, se debe aplicar tensión 230 VAC entre los bornes con cables de colores Naranja-Gris.



MANTENIMIENTO

El mantenimiento más habitual de los auto-transformadores variables se centra en el control y cuidado de la pista bobinada y de las escobillas. En los equipos motorizados se debe vigilar el estado de los micro fin de carrera y el de los piñones a la salida del moto-reductor.

Recomendamos una o dos veces por año, según su utilización y ubicación:

- Limpiar las pistas con un cepillo, para quitar el polvo y posteriormente con un paño humedecido con alcohol.
- Si en la pista se aprecian puntos oxidados (síntoma de haber trabajado con suciedad o sobrecargas), pulir con tela esmeril, extra fina (00) o con una goma de borrar dura, hasta lograr que la pista quede brillante. Posteriormente es conveniente repasarla con un paño ligeramente impregnado de aceite mineral.
- Engrasar, si fuera necesario, los piñones de transmisión.
- Comprobar que los micro fin de carrera funcionan correctamente, están bien anclados y accionan con una pequeña anticipación a los topes mecánicos.
- Revisar el aspecto de los cables por si se perciben sobretemperaturas o falsas conexiones.
- Comprobar el estado de las escobillas, su aspecto y su correcto deslizamiento y, en caso de desgaste excesivo, sustituirlos.

En caso de dudas, contacte con el servicio técnico de **TORIVAC**.



ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

El variador de tensión consta principalmente de un núcleo toroidal fabricado con plancha magnética de muy bajas pérdidas y alta permeabilidad, bobinado en un ángulo de aprox. 340°. La pista de contacto está formada por un bobinado uniforme, rectificado, pulido y tratado con un baño de plata, para mejorar el contacto con la escobilla de grafito.

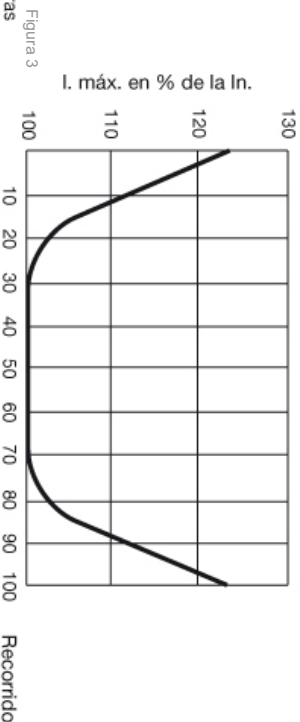
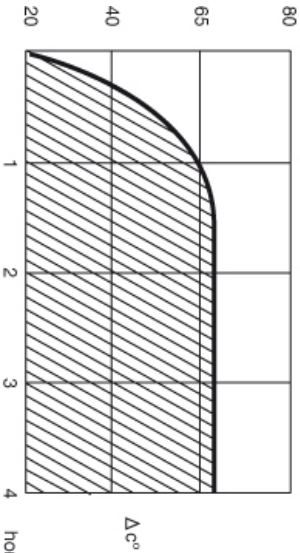
Este tratamiento permite reducir la resistencia de contacto y la oxidación del cobre lo que redundará en una vida más larga del variador de tensión.

Los siguientes factores contribuyen a que nuestros variadores de tensión trabajen con una efectividad y duración óptima:

- * Un elevado número de espiras por voltio, nos permite regular valores de tensión muy precisos.
- * El encapsulado en resina de epoxi mejora la disipación de calor, evitando que éste se concentre en el punto de contacto de la escobilla (como ocurre con los variadores de bobinado al aire) y además protege físicamente al variador de las agresiones atmosféricas de ciertos ambientes nocivos.
- * Los contactos de fricción interiores y exteriores están diseñados generosamente para que disipen el máximo calor posible con el mínimo desgaste.
- * Tanto las motorizaciones como los topes mecánicos han sido sometidos a ensayos de resistencia mecánica que garantizan su eficacia en las diferentes aplicaciones.
- * Los variadores de tensión toroidales no deforman la onda senoidal.

* El incremento de temperatura en las partes externas no metálicas oscila entre 45°C y 60°C, sobre temperatura ambiente a plena carga (Fig.2), no obstante existen medios para reducir esta temperatura, como el baño en cuba de aceite o refrigeración mediante ventilador, aunque estos sistemas suelen emplearse para variadores de grandes potencias.

* Los variadores de tensión permiten regular el voltaje sin sobrepasar la intensidad nominal salvo al inicio y final del recorrido que se puede sobrepasar hasta un 22 %, según el gráfico de la fig. 3.



A.3 Instrumentación

A.3.1 Caudalímetro de efecto Coriolis

Micro Motion F-Series flow and density meters

Micro Motion Coriolis meters meet a vast range of application needs, ranging from extreme low-flow up to high-flow, high-capacity lines. Cryogenic, hygienic, high-temperature, and high-pressure—Micro Motion meters can handle them all. Micro Motion meters are available with a variety of wetted parts to ensure the best material compatibility. Now with the industry's only 2-wire Coriolis option, Micro Motion provides unsurpassed simplicity of installation and application flexibility.

Coriolis meters. Coriolis meters offer dramatic benefits over traditional volumetric measurement technologies. Coriolis meters:

- Deliver accurate and repeatable process data over a wide range of flow rates and process conditions.
- Provide direct inline measurement of mass flow and density, and also measure volume flow and temperature—all from a single device.
- Have no moving parts, so maintenance costs are minimal.
- Have no requirements for flow conditioning or straight pipe runs, so installation is simplified and less expensive.
- Provide advanced diagnostic tools for both the meter and the process.

F-Series Coriolis meters. Micro Motion F-Series Coriolis meters have a compact design that fits into tight spaces while offering highly accurate flow and density measurement for virtually any process fluid. With F-Series meters, expensive recalibrations become a thing of the past—a single F-Series calibration is valid for liquids, gases, and slurries.

The accumulated knowledge of Micro Motion is built into every F-Series meter. Now with Smart Meter Verification, F-Series meters deliver outstanding reliability and ease of use for critical applications. F-Series meters are available with either stainless steel or nickel-alloy wetted parts, allowing you to choose the material that is most compatible with your process fluid. And certain F-Series models are available for high-temperature and high-pressure applications.

Liquid flow performance

		Mass		Volume ⁽¹⁾	
		lb/min	kg/h	gal/min	l/h
Maximum flow rate	F025	100	2720	12	2720
	F050	300	8160	36	8160
	F100	1200	32,650	144	32,650
	F200	3200	87,100	384	87,100
	F300	10,000	272,000	1200	272,000
Mass flow accuracy ^{(2) (3)}		±0.10% of rate ^{(4) (5)}			
Volume flow accuracy ^{(2) (3)}		±0.15% of rate ^{(6) (7)}			
Repeatability		±0.05% of rate ⁽⁴⁾			
		lb/min	kg/h	gal/min	l/h
Zero stability	F025	0.0065	0.1765	0.0008	0.1765
	F050	0.020	0.544	0.002	0.544
	F100	0.080	2.177	0.010	2.177
	F200	0.256	6.965	0.031	6.965
	F300	0.80	21.76	0.096	21.76

(1) Volumetric measurement is based on a process-fluid density of 1 g/cm³. For fluids with density other than 1 g/cm³, the volume flow rate equals the mass flow rate divided by the fluid's density.

(2) Stated flow accuracy includes the combined effects of repeatability, linearity, and hysteresis.

(3) Accuracy options vary by model. Sensors with Model 2200S transmitter have fewer accuracy options. See Ordering information on page 39.

(4) When flow rate < (zero stability / 0.001), then mass flow accuracy = ±[(zero stability / flow rate) × 100]% of rate and repeatability = ±½(zero stability / flow rate) × 100]% of rate.

(5) When ordered with the 0.15% calibration option, mass flow accuracy on liquid = ±0.15% when flow rate ≥ (zero stability / 0.0015). When flow rate < (zero stability / 0.0015), then accuracy = ±[(zero stability / flow rate) × 100]% of rate. When ordered with the 0.20% calibration option, mass flow accuracy on liquid = ±0.20% when flow rate ≥ (zero stability / 0.0020). When flow rate < (zero stability / 0.0020), then mass flow accuracy on liquid = ±[(zero stability / flow rate) × 100]% of rate.

(6) When flow rate < (zero stability / 0.001), then volume flow accuracy on liquid = ±[1.5 × (zero stability / flow rate) × 100]% of rate and repeatability = ±½(zero stability / flow rate) × 100]% of rate.

(7) When ordered with the ±0.15% calibration option, volume flow accuracy on liquid = ±0.25% when flow rate ≥ (zero stability / 0.0017). When flow rate < (zero stability / 0.0017), then volume accuracy on liquid = ±[1.5 × (zero stability / flow rate) × 100]% of rate. When ordered with the ±0.20% calibration option, volume flow accuracy on liquid = ±0.30% when flow rate ≥ (zero stability / 0.002). When flow rate < (zero stability / 0.002), then volume accuracy on liquid = ±[1.5 × (zero stability / flow rate) × 100]% of rate.

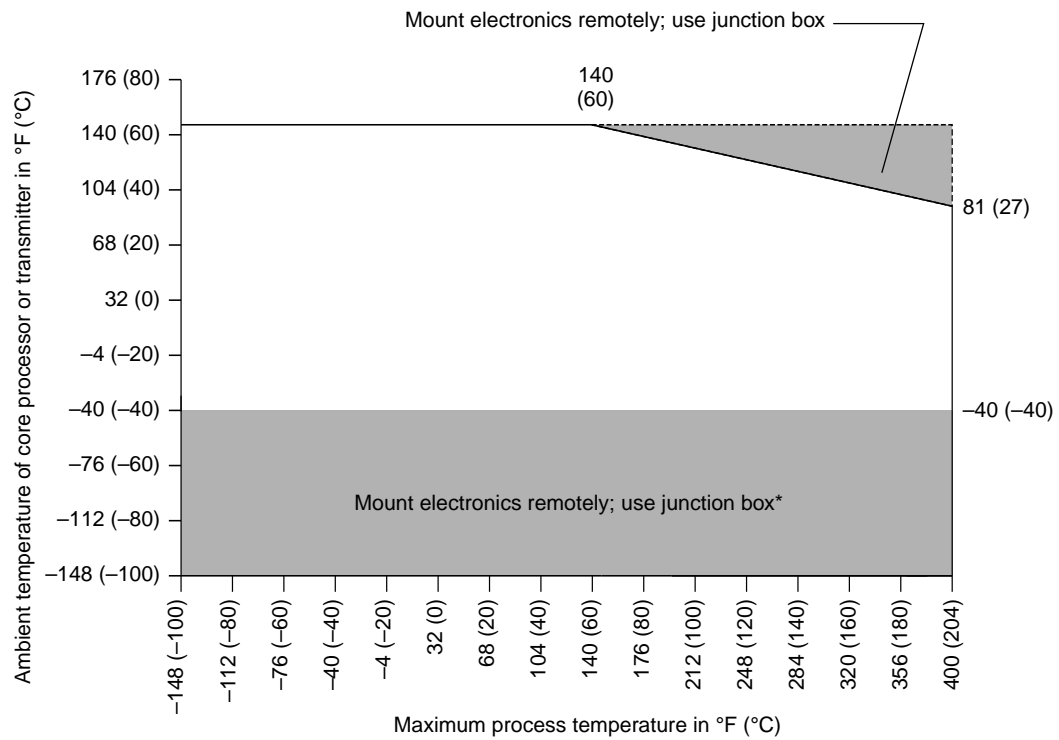
Density performance (liquid only)

Accuracy ⁽¹⁾	±0.001 g/cm ³	±1.0 kg/m ³
Repeatability	±0.0005 g/cm ³	±0.5 kg/m ³
Range	Up to 5 g/cm ³	Up to 5000 kg/m ³

(1) Stated accuracy and repeatability with calibration option 1 (see page 40). With other calibration options, accuracy is ±0.002 g/cm³ (2.0 kg/m³) and repeatability is ±0.001 g/cm³ (±1.0 kg/m³).

Temperature specifications

Accuracy	All models	$\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.5\%$ of reading in $^{\circ}\text{C}$
Repeatability	All models	$\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperature limits ⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾	All models <i>except</i> high-temperature models	



* When ambient temperature is below $-40\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($-40\text{ }^{\circ}\text{C}$), a core processor must be heated to bring its local ambient temperature to between $-40\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($-40\text{ }^{\circ}\text{C}$) and $+140\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($+60\text{ }^{\circ}\text{C}$). Long-term storage of electronics at ambient temperatures below $-40\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($-40\text{ }^{\circ}\text{C}$) is not recommended.

High-temperature models	Ambient temperature: $-40\text{ to }+140\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($-40\text{ to }+60\text{ }^{\circ}\text{C}$) Process temperature: $-50\text{ to }+662\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($-40\text{ to }+350\text{ }^{\circ}\text{C}$)
-------------------------	---

- (1) Temperature limits may be further restricted by hazardous area approvals. See pages 15–20.
- (2) For F300 sensors, the difference between the process fluid temperature and the average temperature of the case must be less than $120\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($66\text{ }^{\circ}\text{C}$).
- (3) The extended mount option allows the sensor case to be insulated without covering the transmitter, core processor, or junction box, but does not affect temperature ratings.

Pressure ratings

All pressure ratings are based on ASME B31.3.

PED compliance

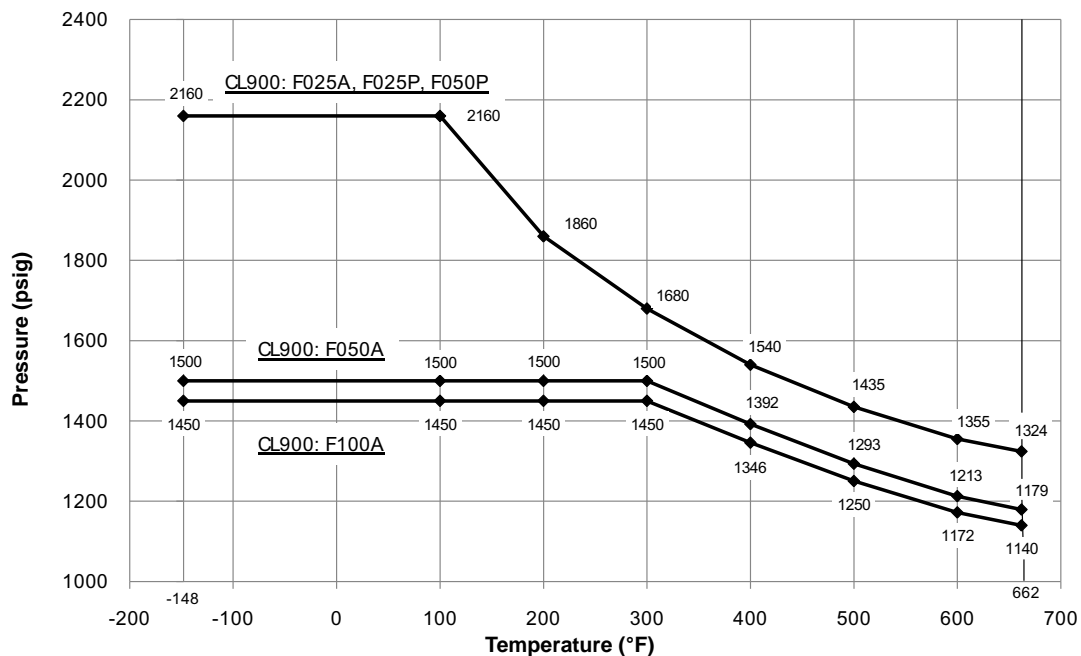
Sensors comply with council directive 97/23/EC of 29 May 1997 on Pressure Equipment

		ASME B31.3 secondary containment rating		Burst pressure used to determine ASME B31.3 secondary containment rating	
		psig	bar	psig	bar
Housing rating ⁽¹⁾	F025	166	11.4	1884	130
	F050	135	9.3	1530	105
	F100	109	7.5	1281	88.3
	F200	64	4.4	760	52.4
	F300	256	17.7	2630	180

(1) Sensor housing is rated only when the secondary containment case option is purchased. The secondary containment case option is not available on high-temperature sensors.

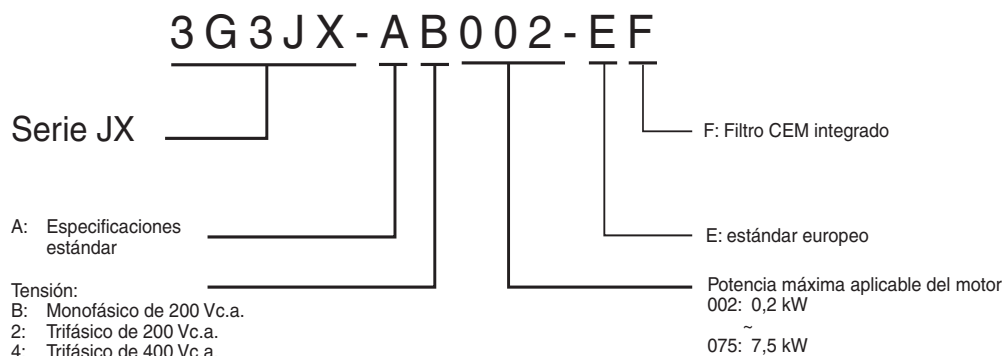
Sensor pressure/temperature rating with ASME B16.5 F316/316L weldneck flanges

Models F025A through F100A; Model F025P; Model F050P



A.3.2 Variador de frecuencia

Denominación de tipo



Clase 200 V

Monofásico: 3G3JX□			AB002	AB004	AB007	AB015	AB022	–	–	–
Trifásico: 3G3JX□			A2002	A2004	A2007	A2015	A2022	A2037	A2055	A2075
Motor kW ^{*1}	Capacidad de motor aplicable		0,2	0,4	0,75	1,5	2,2	3,7	5,5	7,5
Características de salida	Capacidad del convertidor kVA	200 V	0,4	0,9	1,3	2,4	3,4	5,5	8,3	11,0
		240 V	0,5	1,0	1,6	2,9	4,1	6,6	9,9	13,3
	Corriente nominal de salida (A)		1,4	2,6	4,0	7,1	10,0	15,9	24,0	32,0
	Tensión máxima de salida		Proporcional al voltaje de entrada: 0...240 V							
	Frecuencia de salida máx.		400 Hz							
Fuente de alimentación	Tensión y frecuencia nominales de entrada		Monofásico de 200...240 V, 50/60 Hz Trifásico de 200...240 V, 50/60 Hz							
	Corriente nominal de entrada (A) trifásica 200 V.		1,8	3,4	5,2	9,3	13,0	20,0	30,0	40,0
	Corriente nominal de entrada (A) monofásica 200 V.		3,1	5,8	9,0	16,0	22,5	–	–	–
	Fluctuaciones de tensión admisibles		–15%...+10%							
	Fluctuaciones de frecuencia admisibles		+5%							
Filtro integrado			Filtro CEM (C1 modelo monofásico)							
Par de freno		En deceleración rápida En realimentación del condensador	Aprox. 50%			50% para Trifásico del 20 al 40% para monofásico	Aprox. del 20% al 40%		Aprox. 20%	
Método de refrigeración			Autorrefrigerado			Ventilación forzada				

^{*1} Basado en un motor estándar trifásico.

Clase 400 V

Trifásico: 3G3JX□			A4004	A4007	A4015	A4022	A4040	A4055	A4075
Motor kW ^{*1}	Capacidad de motor aplicable		0,4	0,75	1,5	2,2	4,0	5,5	7,5
Características de salida	Capacidad del convertidor kVA	380 V	0,9	1,6	2,5	3,6	5,6	8,5	10,5
		480 V	1,2	2,0	3,1	4,5	7,1	10,8	13,3
	Corriente nominal de salida (A)		1,5	2,5	3,8	5,5	8,6	13,0	16,0
	Tensión máxima de salida		Proporcional al voltaje de entrada: 0...480 V						
	Frecuencia de salida máx.		400 Hz						
Fuente de alimentación	Tensión y frecuencia nominales de entrada		Trifásico 380...480 V, 50/60 Hz						
	Corriente nominal de entrada (A)		2,0	3,3	5,0	7,0	11,0	16,5	20,0
	Fluctuaciones de tensión admisibles		-15%...+10%						
	Fluctuaciones de frecuencia admisibles		+5%						
	Filtro integrado		Filtro CEM clase C2						
Par de freno		En deceleración rápida En realimentación del condensador	Aprox. 50%		Aprox. del 20% al 40%			Aprox. 20%	
Método de refrigeración			Autorrefrigerado		Ventilación forzada				

^{*1} Basado en un motor estándar trifásico.



Especificaciones comunes

Número de modelo 3G3JX□		Especificaciones
Funciones de control	Métodos de control	Modulación por ancho de pulsos (PWM) senoidal fase a fase (V/f)
	Rango de frecuencia de salida	0,5..400 Hz
	Precisión de frecuencia	Valor digital seleccionado: $\pm 0,01\%$ de frecuencia máxima Valor analógico seleccionado: $\pm 0,4\%$ de la frecuencia máxima ($25 \pm 10^\circ\text{C}$)
	Resolución del valor de frecuencia seleccionado	Valor digital seleccionado: 0,1 Hz Valor analógico seleccionado: 1/1.000 de frecuencia máxima
	Resolución de la frecuencia de salida	0,1 Hz
	Capacidad de sobrecarga	150% de la corriente nominal de salida durante un minuto
	Selección de referencia de frecuencia	De a 10 Vc.c. (10 k Ω), de 4 a 20 mA (250 Ω), potenciómetro de selección de frecuencia (seleccionable), Modbus RS485
	Características V/f	Par constante/reducido
Funcionalidad	Señales de entrada	FW (directa), RV (inversa), de CF1 a CF4 (multivelocidad), JG (jog), DB (frenado por inyección de c.c. externa), SET (segunda función), 2CH (segunda aceleración/deceleración), FRS (marcha libre), EXT (fallo externo), USP (función USP), SFT (bloqueo de software), AT (selección de entrada de corriente analógica), RS (reset), PTC (entrada de termistor), STA (arranque a 3 hilos), STP (parada a 3 hilos), F/R (marcha directa/inversa a 3 hilos), PID (selección PID), PIDC (reset del valor integral de PID), UP (UP de función UP/DWN), DWN (DWN de función UP/DWN), UDC (borrar datos de función UP/DWN), OPE (modo OPE forzado), ADD (añadir frecuencia), F-TM (forzar bloque de terminales), RDY (listo para operación), SP-SET (configuración especial), EMR (parada de seguridad)
	Señales de salida	RUN (señal durante la operación), FA1 (señal de llegada de frecuencia 1), FA2 (señal de llegada de frecuencia 2), OL (señal de advertencia de sobrecarga), OD (señal de desviación excesiva de PID), AL (señal de alarma), DC (señal de detección de desconexión de entrada analógica), FBV (salida de estado de PID FB), NDc (error de red), LOG (resultado de operación lógica), ODc (opción de comunicación desconectada), LOC (señal de carga ligera)
	Funciones estándar	Función AVR, selección de características V/f, límite superior/inferior, 16 velocidades, ajuste de frecuencia de arranque, funcionamiento de jog, ajuste de frecuencia portadora, control PID, salto de frecuencias, ajuste analógico de desviación/ganancia, aceleración/deceleración de curva S, ajuste de nivel/características termoelectrónicas, función de reintento, refuerzo de par simplificado, histórico de fallos, función de bloqueo de software, visualización de la conversión de frecuencia, función USP, función de control secundario, velocidad de rotación de motor ASCENDENTE/DESCENDENTE
	Entradas analógicas	2 entradas analógicas de 0 a 10 V (20 k Ω), de 4 a 20 mA (250 Ω)
	Tiempos de aceleración/deceleración	De 0,01 a 3.000 s (selección de curva/lineal), disponibilidad de segunda rampa aceleración/deceleración
	Visualización	LED indicador de estado: Funcionamiento, programación, alimentación, alarma, Hz, Amps, potenciómetro Operador digital: Disponible para monitorizar la referencia de frecuencia, la corriente de salida y la frecuencia de salida
	Protección de sobrecarga del motor	Relé termoelectrónico de sobrecarga y entrada de PTC
Funciones de protección	Sobrecorriente instantánea	180% de corriente nominal
	Sobrecarga	150% durante 1 minuto
	Sobretensión	790 V para tipo 400 V y 395 para tipo 200 V
	Pérdida momentánea de alimentación	Se pueden seleccionar los siguientes parámetros: Alarma, inicio en 0 Hz, salida de frecuencia durante la interrupción o frecuencia máxima
	Sobrecalentamiento del ventilador de refrigeración	Supervisión de temperatura y detección de errores
	Nivel de prevención de bloqueo	Nivel seleccionable aplicable sólo a velocidad constante o durante la aceleración y la velocidad constante
	Fallo de puesta a tierra	Detectado al conectar la alimentación
	Indicación de carga	Activada cuando se suministra alimentación a la parte de control
Condiciones ambientales	Grado de protección	IP20
	Humedad ambiente	90% RH o menos (sin condensación)
	Temperatura de almacenamiento	De -20°C .. $+65^\circ\text{C}$ (temperatura temporal durante el transporte)
	Temperatura ambiente	De -10°C a 50°C (Tanto la frecuencia portadora como la corriente de salida deben reducirse por encima de 40°C .)
	Instalación	Interior (sin gas corrosivo, polvo, etc.)
	Altura de instalación	1.000 m máx.
Condiciones ambientales	Vibración	5,9 m/s ² (0,6 G), de 10 a 55 Hz (Cumple con el método de prueba especificado en JIS C0040 (1999)).

A.3.3 Termopares

Estos termopares versátiles, de bajo coste, se pueden utilizar para una gran variedad de aplicaciones de medida de temperatura en superficie, incluyendo pruebas ambientales, supervisión de temperatura de componentes electrónicos, temperatura de paredes de hornos, etc. La unión caliente del sensor se encuentra entre 2 láminas finas de poliamida de cristal fino reforzado para alta temperatura. Proporcionan soporte y aislamiento eléctrico al termopar además de proporcionar una superficie plana para poder fijarlo. Viene con 2 metros de cable de fibra de vidrio de 0.2mm de diámetro disponible en tipo K, T, J y N. Son fáciles de instalar utilizando tanto el adhesivo que incorpora como resina epoxy. Es necesario asegurarse que la resina resiste la temperatura a la que se va a trabajar.

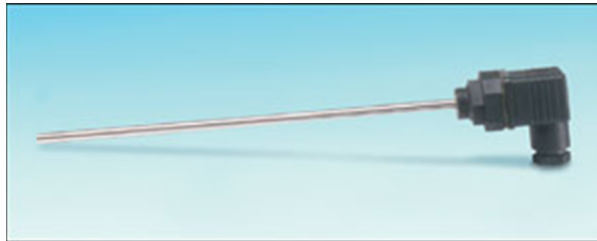
- Termopar tipo K, T, J y N
- Tamaño de la lámina: 20mm x 10mm x 0.13mm de grosor
- 2 metros de cable de hilo sólido 2x0.2mm, paralelo aislado con fibra de vidrio
- Unión aislada
- Rango: -30°C a +220°C (picos hasta 300°C)

A.3.4 Sondas de inmersión PT-100

CON CONECTOR HIRSCHMAN

Sensor con vaina rígida de acero inoxidable cerrada por un extremo. El elemento Pt100 situado en la punta de la vaina tiene una longitud de unos 10mm, para realizar una correcta medida la profundidad de inmersión deber ser al menos de 20mm. Terminado en conector Hirschmann que proporciona un fácil y rápido montaje, instalación y mantenimiento.

- Configuración a 3 hilos
- El elemento Pt100 cumple con la normativa IEC60751 Clase B
- Vaina de acero inoxidable 316 de 3mm ó 6mm de diámetro
- Varias longitudes disponibles
- Rango de funcionamiento: -50°C a 200°C

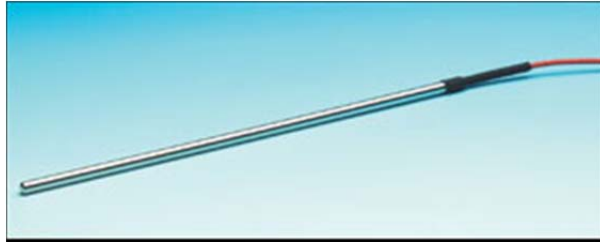


DE PRECISIÓN

Esta sonda Pt100 permite efectuar medidas de temperatura muy precisas. Sonda de referencia cuya precisión es suficiente para la mayoría de las operaciones de control o calibración de otros sensores de temperatura. Se puede suministrar acompañado de un certificado de calibración

- El elemento Pt100 cumple con la norma IEC 60751 clase 1/10
- Precisión: $\pm 0.03^{\circ}\text{C}$ (elemento sensor), $\pm 0.06^{\circ}\text{C}$ (sonda completa) a 0°C
- Configuración a 4 hilos, posibilidad a 3 hilos (no conectar uno de los conductores blancos)
- Se recomienda una profundidad mínima de inmersión de 150mm
- Longitud del elemento sensor: los primeros 20mm
- Rango de funcionamiento: -50°C a 250°C
- Vaina en acero inoxidable AISI 316, diámetro 3 ó 6mm con 250mm de longitud.
- Cable: 2metros aislado con PFA.

- Disponible, como opción, de certificado de calibración UKAS en 3 puntos: 0°C, 100°C y 200°C o seleccionados por el cliente.



A.3.5 Caudalímetro de turbina



FT-210 Series – TurboFlow® Low Flow Turbine Sensor

- ▶ Low Flow Rates .1 to 2.5 LPM and High Accuracy $\pm 3\%$ of Reading
- ▶ Lightweight Turbine Ensures Fast Startup
- ▶ Mounts In Any Orientation

Gems FT-210 features proven turbine technology in a small package for low flow applications. The turbine technology provides a highly repeatable sensor ideally suited for measurement of either volume dispensing and/or flow rate applications. The small turbine reacts quickly to on/off dispensing applications. Each sensor is 100% tested, ensuring years of service life.

Specifications

Wetted Materials	
Body	Nylon 12 (Grilamid TR55) or Grivory
Turbine	Nylon 12 Composite
Bearings	PTFE/15% Graphite
Operating Pressure	350 PSI (24 bar)
Burst Pressure	1400 PSI (97 bar)
Flow Range	.026-.65 gallons/minute 0.1-2.5 liters/minute 3.4-84.5 ounces/minute
Pulses	83,200 per gallon 22,000 per liter 650 per ounce
Frequency Output	36.6-917 Hz
Operating Temperature	-4°F to 212°F (-20°C to 100°C)
Viscosity	32 to 70 SSU (.8 to 16 Centistokes)
Filter	<50 Microns
Input Power	5 to 24 VDC
Output (Hz)	NPN Sinking Open Collector @ 20mA Maximum Leakage Current 10 μ A (3K-30K Pull up resistor required)
Accuracy	$\pm 3\%$ of Reading
Repeatability	0.5% of Full Scale
Electrical Connection	9.4mm Spacing 3-pole DIN Connector (1" high)
Inlet/Outlet Ports	1/4" NPT (1/4" G Male also available)

How To Order

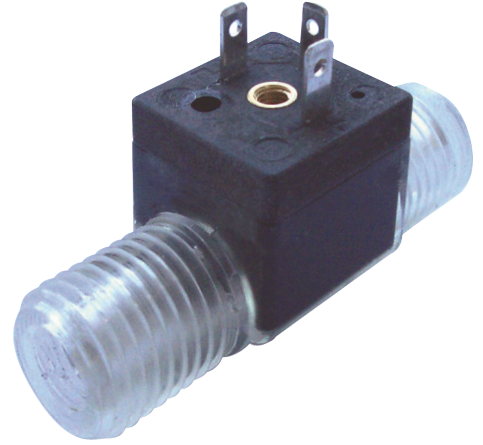
Specify a Part Number for the Port Connection AND a Part Number for the DIN Electrical Connection. Two Part Numbers are required for a complete part assembly.

FT-210 Sensor

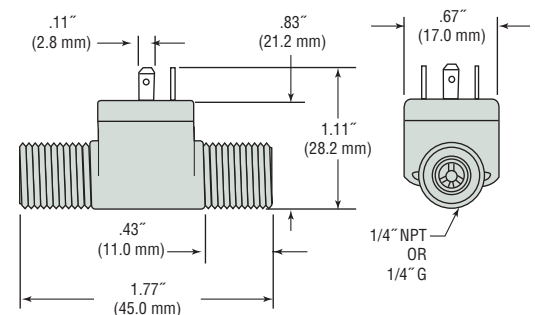
Body Material	Port Size	Part Number
Nylon 12	1/4" NPT	212465
	1/4" G	212460
Grivory®	1/4" NPT	223910
	1/4" G	223190

Electrical Connection

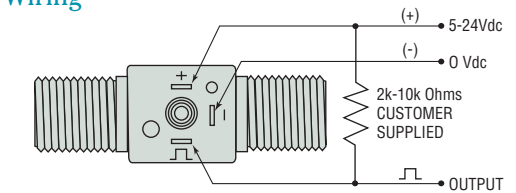
Description	Part Number
1 meter DIN PVC Cable Assembly with 10K pull-up resistor	218572
Mating DIN Connector	212404



Dimensions



Wiring

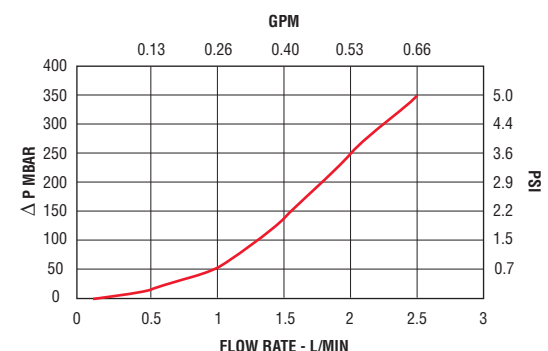


Pin Code: 1 = Output
2 = Supply
4 = Common

For Mating DIN Co 212404

Function	DIN Termination
V+	1
-	⊕
Output	2

Pressure Drop—Typical



A.3.6 Válvulas de microrregulación

2300 Series

Bar Stock Metering Valves



Typical Applications

- Metering liquids and gases on analytical equipment
- laboratory sampling
- Gas chromatography, analyzers
- Flow meters and gauges

Technical Data

BODY*	316 stainless steel, brass
MAXIMUM OPERATING PRESSURE	<i>Brass</i> <ul style="list-style-type: none"> • 3000 psig up to 200° F (207 bar @ 93° C) <i>316 stainless steel</i> <ul style="list-style-type: none"> • 3000 psig 100° F (207 bar @ 38° C) • 1000 psig 250° F (68.9 bar @ 121° C)
OPERATING TEMPERATURE RANGE	<i>Buna N O-ring Packing</i> <ul style="list-style-type: none"> • -40° to 200° F (-40° to 93° C) <i>Teflon® Packing</i> <ul style="list-style-type: none"> • -60° to 250° F (-51° to 121° C)
ORIFICE	.062", .125" (1.59 mm, 3.17 mm)
CV FACTOR**	1° stem, 0.062" orifice: 0.012 8° stem, 0.062" orifice: 0.086 8° stem, 0.125" orifice: 0.30

* consult factory for other materials

** Cv factors shown are based on flow through entire metering range, approximately 20 handle turns

Features & Benefits

- Micrometer vernier handle provides visual control and precise establishment of flow settings. To order, specify 2300K1 following the valve number.
- 20 turn stem displacement for fine metering
- 2 orifice sizes 0.062" (1.59mm) and 0.125" (3.17mm) are available with standard 8° stem
- Spring loaded stem in all 316 stainless steel valves prevents galling and enlargement of the orifice.
- For ultra fine metering, a 1° spring loaded stem design is available for all valves with 0.062" (1.59mm) orifice. See flow curves for details.
- Panel mounting is standard on all valves
- Bonnet lock prevents accidental disengagement of bonnet.
- Special High Tolerance NPT Thread

HOKE Incorporated

405 Centura Court • PO Box 4866 • Spartanburg, SC 29303
 Phone (864) 574-7966 Fax (864) 587-5608
www.hoke.com • sales@hoke.com

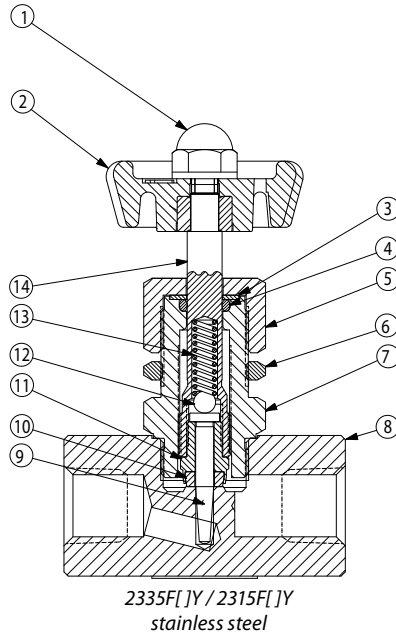
2300 Series

Materials of Construction

316 Stainless Steel Valves (Teflon® Packing)

	DESCRIPTION	MATERIAL
1	CAP NUT (10-24)	Zinc Alloy
2	HAND WHEEL*	Nylon
3	WASHER	Teflon®
4	PACKING	Teflon®
5	PACKING NUT	316 stainless
6	MOUNTING NUT	316 stainless
7	HOUSING	316 stainless
8	BODY	316 stainless
9	SPINDLE POINT	316 stainless
10	SEAT	PCTFE
11	SEAT HOLDER	316 stainless
12	BALL	316 stainless
13	COMPRESSION SPRING	316 stainless
14	STEM	316 stainless

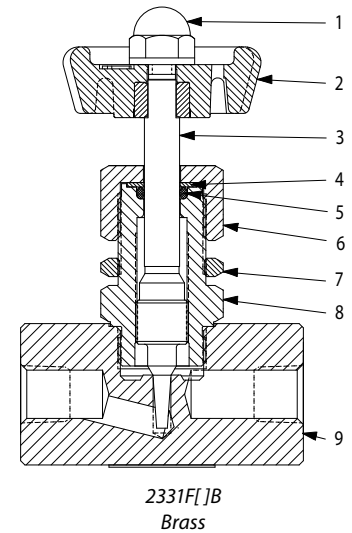
* Optional micrometer handle - Aluminum



Brass Valves (Buna-N Packing)

	DESCRIPTION	MATERIAL
1	CAP NUT (10-24)	Zinc Alloy
2	HAND WHEEL*	Nylon
3	STEM	316 stainless
4	WASHER	Nylon
5	O-RING	Nylon
6	PACKING NUT	Brass
7	MOUNTING NUT	FCB
8	HOUSING	Brass
9	BODY	Brass

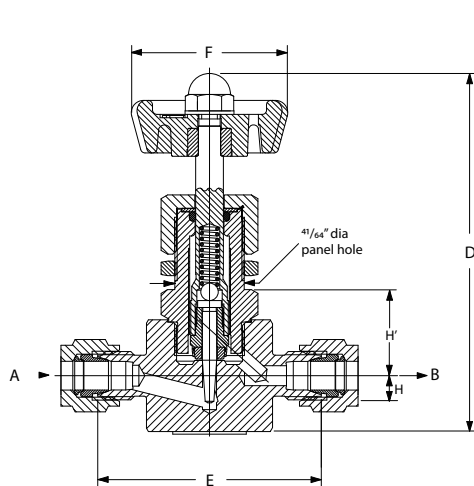
* Optional micrometer handle - Aluminum



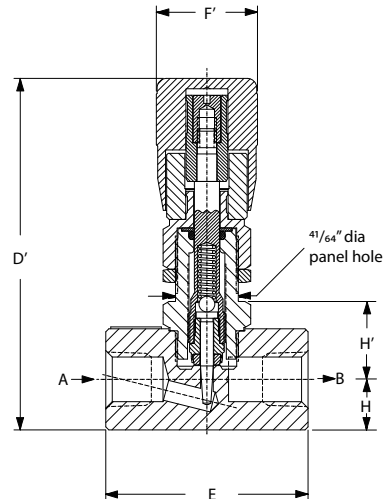
Dimensions

FLOW PATTERN	A & B CONNECTIONS		PANEL MOUNTING DIMENSIONS								
			D	D'	E	F	F'	H	H'	PANEL THICKNESS	HOLE SIZE
GLOBE	1/4" NPT FEMALE	inch	3.59	3.88	2	1.41	1	0.5	0.75	0.13	0.64
		mm	91	98	51	36	25	12.7	19	3	16
	1/8" NPT FEMALE	inch	3.59	3.88	2	1.41	1	0.5	0.75	0.13	0.64
		mm	91	98	51	36	25	12.7	19	3	16
	1/4" GYROLOK®	inch	3.59	3.88	2.63	1.41	1	0.5	0.75	0.13	0.64
		mm	91	98	67	36	25	12.7	19	3	16
ANGLE	1/4" NPT FEMALE	inch	3.75	4.06	1.44	1.41	1	0.56	0.81	0.13	0.64
		mm	95	103	37	36	25	14	21	3	16
	1/8" NPT FEMALE	inch	3.75	4.06	1.44	1.41	1	0.56	0.81	0.13	0.64
		mm	95	103	37	36	25	14	21	3	16

Dimensions for reference only, subject to change.



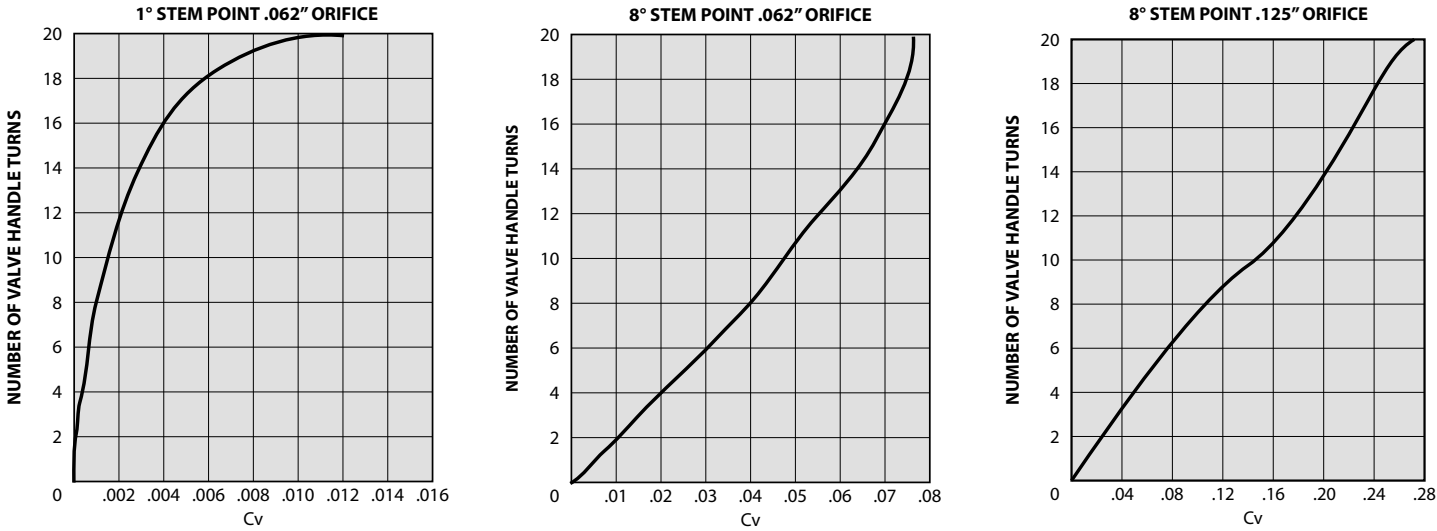
2335G[Y] / 2315G[Y]
316 stainless steel



2335F4Y / 2315F4Y
316 stainless steel
(with optional micrometer handle)

2300 Series

Curves



How to Order

FLOW PATTERN	CONNECTIONS	316 STAINLESS STEEL VALVES			BRASS VALVES	
		TEFLON® PACKING			BUNA-N O-RING PACKING	
		1° STEM SPRING LOADED	8° STEM SPRING LOADED	8° STEM SPRING LOADED	SOLID 8° STEM	SOLID 8° STEM
		.062" ORIFICE	.062" ORIFICE	.125" ORIFICE	.062" ORIFICE	.125" ORIFICE
GLOBE	1/8" NPT FEMALE	2355F2Y	2315F2Y	2335F2Y	2311F2B	2331F2B
	1/4" NPT FEMALE	2355F4Y	2315F4Y	2335F4Y	2311F4B	2331F4B
	1/4" GYROLOK®	2355G4Y	2315G4Y	2335G4Y	—	2331G4B
ANGLE	1/8" NPT FEMALE	—	—	—	2321F2B	2341F2B
	1/4" NPT FEMALE	—	—	—	2321F4B	2341F4B

FOR YOUR SAFETY

IT IS SOLELY THE RESPONSIBILITY OF THE SYSTEM DESIGNER AND USER TO SELECT PRODUCTS SUITABLE FOR THEIR SPECIFIC APPLICATION REQUIREMENTS AND TO ENSURE PROPER INSTALLATION, OPERATION AND MAINTENANCE OF THESE PRODUCTS. MATERIAL COMPATIBILITY, PRODUCT RATINGS AND APPLICATION DETAILS SHOULD BE CONSIDERED IN THE SELECTION. IMPROPER SELECTION OR USE OF PRODUCTS DESCRIBED HEREIN CAN CAUSE PERSONAL INJURY OR PROPERTY DAMAGE.

Ordering Options

Spare Parts

Spare parts and repair kits are available for all needle valves. Please contact your distributor for specific information.

Cleaning and Testing

When ordering, please specify if oxygen cleaning or helium leak testing is required.

Additional Sizes

Additional sizes and options are available on special request. Please consult your local HOKE distributor.

A.3.7 PID

Especificaciones

Voltaje de línea/Energía (Valores mínimos/máximos)

- 85 a 264 V~ (CA), 47 a 63 Hz
- 20 a 28 V~ (CA), 47 a 63 Hz
- 12 a 40 V= (cc)
- 14 VA de consumo máximo de energía (PM8 y 9)
- consumo de energía máximo de 10 VA (PM6)
- Retención de datos mediante memoria no volátil en caso de interrupción del servicio eléctrico
- Conforme con el estándar SEMIF47-0200, Figura R1 -1 requisitos de caída de voltaje a 24 V ~ (CA) o superior

Ambiente

- temperatura de funcionamiento: 0 a 149 °F (-18 a 65 °C)
- temperatura de almacenamiento: -40 a 185 °F (-40 a 85 °C)
- 0 a 90% de humedad relativa, sin condensación

Exactitud

- Exactitud de calibración y conformidad del sensor: ±0.1% de desviación, ±1 °C a temperatura ambiente calibrada y línea de voltaje nominal
- Tipos R, S, B; 0.2%
- Tipo T por debajo de -50 °C; 0.2%
- Temperatura ambiente de calibración a 77 ±5 °F (25±3 °C)
- Rango de exactitud: 1000 °F (540 °C) mín.
- Estabilidad de la temperatura: ±0.1 °F/°F (±0.1 °C/°C) de aumento en la temperatura ambiente máx.

Certificaciones de organismos reguladores

- Homologado por UL® incluido UL 61010-1 Archivo E185611
- Revisado por UL para cumplir con el código canadiense C22.2 N.º 61010-1-04
- Homologado por UL para uso en interiores NEMA Tipo 4X 50, sellado de panel frontal con protección IP66
- Interruptor de límite para temperatura FM clase 3545 Archivo 3029084
- Conformidad CE: vea la Declaración de conformidad RoHS y conformidad con W.E.E.E.
- Cumple con las normas de ODVA-EtherNet/IP™ y DeviceNet
- Homologado por UL para ANSI/ISA 12.12.01-2007 Archivo E184390
- Este equipo es adecuado para utilizar sólo en ubicaciones Clase 1, Div.2, Grupo A, B, C y D o no peligrosas. Código de temperatura T4A
- Revisado por UL conforme al código canadiense CSA C22.2 N.º 213-M1987 para uso en ubicaciones peligrosas
- PM6 conforme al código canadiense CSA C22.2 N.º 24 Archivo 158031 Clase 4813-02, para DIN de 1/16

Controlador

- El usuario puede seleccionarlo para calor/frío como on-off (encendido-apagado), P, PI, PD, PID o acción de alarma, no válidos para controladores de límite
- Autoajuste con algoritmo de control adaptativo TRU-TUNE®+
- Control de velocidad de muestreo: entrada = 10 Hz, salidas = 10 Hz

Perfil de variación gradual/constante - Reloj en tiempo real y respaldo de baterías

- Exactitud (normal): ±30 PPM a 77 °F (25 °C)
- +30/-100 PPM a -4 a 149 °F (-20 a 65 °C)
- Tipo de batería: litio (reciclar correctamente)
- Duración normal de la batería: tres años consecutivos de vida sin energía 77 °F (25 °C)

Comunicaciones en serie aisladas

- Comunicaciones EIA232/485, Modbus® RTU
- EtherNet/IP™, DeviceNet™ (certificado por ODVA)
- Modbus® TCP
- Profibus DP

Terminación de cableado: terminales Touch Safe

- Los terminales de entrada, energía y salida de control son desmontables 12 a 22 AWG

Entrada universal

- Termopar, sensores con o sin conexión a tierra
- >20 MΩ de impedancia de entrada
- 3 µA de detección de sensor abierto
- 2 KΩ de resistencia máxima en la fuente
- RTD de 2 ó 3 cables, de platino, 100 Ω y 1000 Ω a 0 °C, calibración a la curva DIN (0.00385 Ω/Ω/°C)
- Proceso, 0-20 mA a 100 Ω, 6 0-10 V = (CC) a 20 kΩ impedancia de entrada; escalable, 0-50 mV, 0-1000 Ω
- Potenciómetro: 0 a 1,200 Ω
- Incrustación inversa

Tipo de entrada	Error máx. a 25 °C	Rango bajo de exactitud	Rango alto de exactitud	Unidades
J	±1.75	0	750	°C
K	±2.45	-200	1250	°C
T (0 a 350)	±1.55	0	350	°C
T (-200 a 0)	±1.55	-200	0	°C
N	±2.25	0	1250	°C
E	±2.10	-200	900	°C
R	±3.9	0	1450	°C
S	±3.9	0	1450	°C
B	±2.66	870	1700	°C
C	±3.32	0	2315	°C
D	±3.32	0	2315	°C
F (PTII)	±2.34	0	1343	°C
RTD, 100 ohm	±2.00	-200	800	°C
RTD, 1000 ohm	±2.00	-200	800	°C
mV	±0.05	0	50	mV
Voltios	±0.01	0	10	Voltios
mAcc	±0.02	0	20	mAmps CC
mAca	±5	-50	50	mAmps CA
Potenciómetro, rango de 1 K	±1	0	1000	Ohmios

Rango de operación		
Tipo de entrada	Extremo inferior de rango	Extremo superior de rango
J	-210	1200
K	-270	1371
T	-270	400
N	-270	1300
E	-270	1000
R	-50	1767
S	-50	1767
B	-50	1816
C	0	2315
D	0	2315
F (PTII)	0	1343
RTD (100 ohm)	-200	800
RTD (1000 ohm)	-200	800
Voltios	0	10
mAcc	0	20

Rango de operación (cont.)		
mAca	-50	50
Potenciómetro, rango de 1 K	0	1200
Resistencia, rango de 5 K	0	5000
Resistencia, rango de 10 K	0	10000
Resistencia, rango de 20 K	0	20000
Resistencia, rango de 40 K	0	40000

Entrada de termistor				
Tipo de entrada	Error máx. a 25 °C	Extremo inferior de rango de exactitud	Extremo superior de rango de exactitud	Unidades
Termistor, rango de 5 K	±5	0	5000	Ohmios
Termistor, rango de 10 K	±10	0	10000	Ohmios
Termistor, rango de 20 K	±20	0	20000	Ohmios
Termistor, rango de 40 K	±40	0	40000	Ohmios

- 0 a 40 KΩ, 0 a 20 KΩ, 0 a 10 KΩ, 0 a 5 KΩ
- 2.252 KΩ y 10 KΩ base en 77 °F (25 °C)
- Curvas de linealización incorporadas
- Requisitos de compatibilidad de termistor de terceros

Base R a 25 °C	Técnicas Alfa	Beta THERM	YSI	Indicador
2.252 K	Curva A	2.2K3A	004	A
10 K	Curva A	10K3A	016	B
10 K	Curva C	10K4A	006	C

Medida Corriente

- Acepta señales de 0-50 mA (rango programable por el usuario)
- El rango de operación visualizado y la resolución puede determinarse y son programables por el usuario.
- Requiere un transformador de corriente opcional.

2 opciones de Entrada/Salida digitales - 2 DIO

- Velocidad de actualización de entrada digital 10 Hz
 - Voltaje CC
 - Entrada máx. 36 V a 3 mA
 - Estado elevado mínimo 3 V a 0.25 mA
 - Estado inferior máximo 2 V
 - Contacto seco
 - Resistencia abierta mínima 10 KΩ
 - Resistencia cerrada máxima 50 Ω
 - Cortocircuito máximo 20 mA
- Velocidad de actualización de salida digital 10 Hz
 - Voltaje de salida 24 V, límite de corriente, salida 6 = 10 mA máx., salida 5 = DIN-A-MITE tripolar® o 24 mA máx.

6 opciones de Entrada/Salida digitales - 6 DIO

- Entrada o salida digital
- Valor de actualización 10 Hz
- CC conmutada
 - Voltaje de salida 12 a 24 V \approx (CC), el controlador ajusta automáticamente según el consumo de corriente.

- Fuente de corriente de alimentación máx. 40 mA a 20 V \approx (CC) y 80 mA a 12 V \approx (CC)
- Estado bajo máx. 2 V
- Colector abierto
 - El voltaje conmutado máx. es 32 V \approx (CC)
 - La corriente conmutada máx. por salida es 1.5 A
 - La corriente conmutada máx. para las 6 salidas es 8 A

Hardware de salida

- CC conmutada = 22 a 32 V \approx (CC) a salida 1 y 3 de 30 mA, 10 mA para salida 2 y 4
- CC conmutada/colector abierto = 30 V \approx (CC) máx. a disipador de corriente máx. a 100 mA
- Relé de estado sólido (SSR), forma A, 0.5 A a 24 V \sim (CA) mín., 264 V \sim (CA) máx., con aislamiento óptico, sin supresión de contacto, 20 VA 120/240 V \sim (CA) servicio piloto
- Relé electromecánico, Forma C, 5 A, 24 a 240 V \sim (CA) o 30 V \approx (CC) máx. carga resistiva, 100 000 ciclos en cargas especificadas, 125 VA servicio piloto a 120/240 V \sim (CA), 25 VA a 24 V \sim (CA)
- Relé electromecánico, Forma A, 5 A, 24 a 240 V \sim (CA) o 30 V \approx (CC) máx. carga resistiva, 100 000 ciclos en cargas especificadas, 125 VA servicio piloto a 120/240 V \sim (CA), 25 VA a 24 V \sim (CA)
- Relé SIN ARCO, forma A, 15 A, 24 a 240 V \sim (CA), no V \approx (CC), carga resistiva, 2 millones de ciclos en carga especificada
- Proceso/retransmisión universal, rango de salida seleccionable:
 - 0 a 10 V \approx (CC) en una carga mín. de 1000 Ω
 - 0 a 20 mA en carga máx. de 800 Ω

Interfase del operador

- Pantallas LED de 7 segmentos, dobles de 4 dígitos
- Teclas avanzar, infinito, arriba y abajo, más teclas EZ programables opcionales dependiendo del tamaño del modelo
- Pantalla normal de velocidad de actualización 1 Hz
- Tecla RESTABLECER sustituida por infinito sobre todos los modelos que incluyen el control del límite

Dimensiones				
Tamaño	Detrás del tablero (máx.)	Ancho	Altura	Altura de caracter en la pantalla
1/4	100.8 mm (3.97 pulgs.)	100.3 mm (3.95 pulgs.)	100.3 mm (3.95 pulgs.)	alta: 11.43 mm (0.450 pulgs.) medio: 9.53 mm (0.375 pulgs.) baja: 7.62 mm (0.300 pulgs.)
1/16	101.6 mm (4.00 pulgs.)	53.3 mm (2.10 pulgs.)	53.3 mm (2.10 pulgs.)	alta: 10.80 mm (0.425 pulgs.) baja: 6.98 mm (0.275 pulgs.)
1/8 (H)	101.6 mm (4.00 pulgs.)	100.3 mm (2.10 pulgs.)	53.9 mm (1.22 pulgs.)	superior: 11.4 mm (0.450 pulgs.) medio: 9.53 mm (0.375 pulgs.) inferior: 7.62 mm (0.300 pulgs.)
1/8 (V)	101.6 mm (4.00 pulgs.)	53.3 mm (2.10 pulgs.)	100.3 mm (3.95 pulgs.)	superior: 11.4 mm (0.450 pulgs.) medio: 9.53 mm (0.375 pulgs.) inferior: 7.62 mm (0.300 pulgs.)

Peso	
DIN de 1/4 (PM4)	DIN de 1/8 (PM8&9)
• Controlador: 331 g (11.7 oz)	• Controlador: 284 g (10 oz)
DIN de 1/16 (PM6)	Manual del usuario
• Controlador: 186 g (6.6 oz)	• Manual del usuario: 284.86 g (10.1 oz)

Modbus® es una marca comercial de AEG Schneider Automation Inc.

EtherNet/IP™ es una marca comercial de ControlNet International Ltd. utilizada bajo licencia por Open DeviceNet Vendor Association, Inc. (ODVA).

UL® es una marca registrada de Underwriters Laboratories, Inc.

DeviceNet™ es una marca comercial de Open DeviceNet Vendors Association.

Nota:

Estas especificaciones están sujetas a cambio sin previo aviso.

A.4 Adquisición de datos

A.4.1 Agilent

34980A system specifications and characteristics

DMM accuracy ± (% of reading + % of range)

Includes measurement error, switching error, and transducer conversion error

Function	Range ^[4]	Frequency, etc.	24 hour ^[2,3] Tcal ± 1°C	Measurement including switch error ^[1]		
				90 days Tcal ± 5°C	1 year Tcal ± 5°C	Temperature coefficient/°C >Tcal ± 5°C
DC voltage	100.0000 mV		0.0030 + 0.0035	0.0040 + 0.0040	0.0050 + 0.0040	0.0005 + 0.0005
	(with 34921A/22A/ 31A/32A) ^{[10][11]}		0.0020 + 0.0006	0.0030 + 0.0007	0.0040 + 0.0007	0.0005 + 0.0001
	10.00000 V		0.0015 + 0.0004	0.0020 + 0.0005	0.0035 + 0.0005	0.0005 + 0.0001
	Input impedance = Hi-Z		0.003 + 0.0006	0.0045 + 0.0006	0.0055 + 0.0006	0.0005 + 0.0001
10 V range and below	300.0000 V		0.003 + 0.0020	0.0045 + 0.0030	0.0055 + 0.0030	0.0005 + 0.0003
True RMS AC voltage ^[5]	All ranges from 100.0000 mV to 100.0000 V	3 Hz-5 Hz	1.00 + 0.03	1.00 + 0.04	1.00 + 0.04	0.100 + 0.004
		5 Hz-10 Hz	0.35 + 0.03	0.35 + 0.04	0.35 + 0.04	0.035 + 0.004
		10 Hz-20 kHz	0.04 + 0.03	0.05 + 0.04	0.06 + 0.04	0.005 + 0.004
		20 kHz-50 kHz	0.10 + 0.05	0.11 + 0.05	0.12 + 0.05	0.011 + 0.005
		50 kHz-100 kHz	0.55 + 0.08	0.60 + 0.08	0.60 + 0.08	0.060 + 0.008
	300.0000 V	100 kHz-300 kHz ^[6]	4.00 + 0.50	4.00 + 0.50	4.00 + 0.50	0.20 + 0.02
		3 Hz-5 Hz	1.00 + 0.05	1.00 + 0.08	1.00 + 0.08	0.100 + 0.008
		5 Hz-10 Hz	0.35 + 0.05	0.35 + 0.08	0.35 + 0.08	0.035 + 0.008
		10 Hz-20 kHz	0.04 + 0.05	0.05 + 0.08	0.06 + 0.08	0.005 + 0.008
		20 kHz-50 kHz	0.10 + 0.10	0.11 + 0.12	0.12 + 0.12	0.011 + 0.012
		50 kHz-100 kHz	0.55 + 0.20	0.60 + 0.20	0.60 + 0.20	0.060 + 0.020
		100 kHz-300 kHz ^[6]	4.00 + 1.25	4.00 + 1.25	4.00 + 1.25	0.20 + 0.05
Resistance ^[7]	100.0000 Ω	1 mA	0.0030 + 0.0035	0.008 + 0.004	0.010 + 0.004	0.0006 + 0.0005
	1.000000 kΩ	1 mA	0.0020 + 0.0006	0.008 + 0.001	0.010 + 0.001	0.0006 + 0.0001
	10.000000 kΩ	100 μA	0.0020 + 0.0005	0.008 + 0.001	0.010 + 0.001	0.0006 + 0.0001
	100.0000 kΩ	10 μA	0.0020 + 0.0005	0.008 + 0.001	0.010 + 0.001	
	1.000000 MΩ	5.0 μA	0.002 + 0.001	0.008 + 0.001	0.010 + 0.001	0.0010 + 0.0002
	10.000000 MΩ	500 nA	0.015 + 0.001	0.020 + 0.001	0.040 + 0.001	0.0030 + 0.0004
	100.0000 MΩ	500 nA/10 MΩ	0.300 + 0.010	0.800 + 0.010	0.800 + 0.010	0.1500 + 0.0002
Frequency and period ^[8]	100 mV to 300 V	3 Hz-5 Hz	0.10	0.10	0.10	0.005
		5 Hz-10 Hz	0.05	0.05	0.05	0.005
		10 Hz-40 Hz	0.03	0.03	0.03	0.001
		40 Hz-300 kHz	0.006	0.01	0.01	0.001
DC current (34921 only)	10.00000 mA	< 0.1 V burden typ.	0.005 + 0.010	0.030 + 0.020	0.050 + 0.020	0.002 + 0.0020
	100.0000 mA	< 0.6 V	0.010 + 0.004	0.030 + 0.005	0.050 + 0.005	0.002 + 0.0005
	1.000000 A	< 2 V	0.050 + 0.006	0.080 + 0.010	0.100 + 0.010	0.005 + 0.0010
True RMS AC current (34921A only)	10.00000 mA and ^[6]	3 Hz-5 Hz	1.00 + 0.04	1.00 + 0.04	1.00 + 0.04	0.100 + 0.006
		5 Hz-10 Hz	0.30 + 0.04	0.30 + 0.04	0.30 + 0.04	0.035 + 0.006
	1.0 A	10 Hz-5 kHz	0.10 + 0.04	0.10 + 0.04	0.10 + 0.04	0.015 + 0.006
	100.0000 mA ^[9]	3 Hz-5 Hz	1.00 + 0.5	1.00 + 0.5	1.00 + 0.5	0.100 + 0.006
		5 Hz-10 Hz	0.30 + 0.5	0.30 + 0.5	0.30 + 0.5	0.035 + 0.006
		10 Hz-5 kHz	0.10 + 0.5	0.10 + 0.5	0.10 + 0.5	0.015 + 0.006

[1] One hour warm-up and a fixed configuration with slow AC filter, sine wave input, and 6 ½ digits. Temperature within ± 5°C of temperature at calibration (Tcal between 18-28°C)

[2] 90 minute warm-up and a fixed configuration and 6 ½ digits. Temperature within ± 1°C of temperature at calibration (Tcal between 18-28°C)

[3] Relative to calibration standards

[4] 20% over range on all ranges except 300VDC and AC ranges and 1 ADC and AC current ranges

[5] For sine wave input > 5% of range; for inputs from 1% to 5% of range and < 50 kHz add 0.1% of range additional error; for AC filter slow

[6] Typically 30% of reading error at 1 MHz, limited to 1 x 10⁸ volt-hertz

[7] Accuracy for 4-wire ohms. Add 4 ohms uncertainty (typ) for 2-wire ohms function due to conductor and contact resistance variability in the DMM. The 2-wire resistance accuracy can be improved by measuring a short on each channel and using the built-in y = Mx + b scaling function. See User Guide, Chapter 3. The series resistance of the 34923/24/25/33/34 limits the use of the

100 ohms resistance range. Agilent recommends the use of 4-wire ohms for resistance measurements. For high accuracy voltage measurements, select the DMM input resistance setting of > 10 G ohms to minimize the impact of relay contact resistance.

[8] For inputs >100mV; for inputs 10mV to 100mV multiply % of reading error X 10; for 1 sec aperture (6 ½ digits)

[9] Specified only for inputs > 10 mA. For AC filter slow

[10] Add 50 uV error for 34923A/24A/33A and 7 uV error for the 34925A

[11] Voltage measurements using Fixed-Z input impedance for the 100 V and 300 V ranges.

Additional Low Frequency Error for ACV, ACI (% of reading)

Frequency	AC Filter Slow	AC Filter Medium	AC Filter Fast
10 Hz- 20 Hz	0	0.74	—
20 Hz - 40 Hz	0	0.22	—
40 Hz - 100 Hz	0	0.06	0.73
100 Hz - 200 Hz	0	0.01	0.22
200 Hz - 1 kHz	0	0	0.18
> 1 kHz	0	0	0

Additional Error for Frequency, Period (% of reading)

Frequency	Aperture (Digits)		
	1 second (6 ½ digits)	0.1 seconds (5 ½ digits)	0.01 seconds (4 ½ digits)
3 Hz- 5 Hz	0	0.12	0.12
5 Hz - 10 Hz	0	0.17	0.17
10 Hz - 40 Hz	0	0.2	0.2
40 Hz - 100 Hz	0	0.06	0.21
100 Hz - 300 Hz	0	0.03	0.21
300 Hz - 1 kHz	0	0.01	0.07
> 1 kHz	0	0	0.02

Temperature measurement accuracy

Temperature 1-year accuracy	Type	Best range ^[1]		Extended range ^[1]		Temperature coefficient/°C
Thermocouple (34921A only, includes cold junction accuracy on terminal block)	B	1100°C to 1820°C	1.2°C	400°C to 1100°C	1.8°C	0.03°C
	E	-150°C to 1000°C	1.0°C	-200°C to -150°C	1.5°C	0.03°C
	J	-150°C to 1200°C	1.0°C	-210°C to -150°C	1.2°C	0.03°C
	K	-100°C to 1200°C	1.0°C	-200°C to -100°C	1.5°C	0.03°C
	N	-100°C to 1300°C	1.0°C	-200°C to -100°C	1.5°C	0.03°C
	R	300°C to 1760°C	1.2°C	-50°C to 300°C	1.8°C	0.03°C
	S	400°C to 1760°C	1.2°C	-50°C to 400°C	1.8°C	0.03°C
	T	-100°C to 400°C	1.0°C	-200°C to -100°C	1.5°C	0.03°C
RTD	R _t from 49 Ω to 2.1 K Ω	-200°C to 600°C	0.06°C			0.003°C
Thermistor	2.2 k, 5 k, 10 k	-80°C to 150°C	0.08°C			0.002°C

[1] For total measurement accuracy, add temperature probe error; for <1°C accuracy, an external fixed reference is required

Typical system speeds (Measurements made on a 3.2GHz PC running VB6 in Windows XP Pro)

Single Channel Reading times in msec		Direct measurements – direct to I/O (includes switch, measure time and I/O time)		Direct measurement to memory (GPIO)
Single channel ^{[1] [2]}	GPIO msec	USB 2.0 msec	LAN (w/ VXI 11) msec	Measurement into memory msec
Single channel, DCV	2.83	3.14	4.57	1.90
Single channel, ACV	5.00	5.35	5.75	4.00
Single channel, ohms	2.91	3.14	4.65	1.90
Single channel while changing scale (eg MEAS DCV 10 / MEAS DCV 1)	9.52	10.64	11.76	8.40
Single channel while changing function (eg. MEAS ACV / MEAS DCV)	128	120	120	120
Command execution time ^[3]				
34925A	Open or Close	0.7	0.9	1.6
	Read?	2.9	3.3	4.7
	Close/Read/Open	4.8	5.3	6.5
	Init/*WAI	1.9	2.1	3
	Close/Init/Open	3.7	4.1	4.7
34923A	Open or Close	0.9	1.2	1.8
	Read?	2.9	3.3	4.7
	Close/Read/Open	5.3	5.8	6.5
	Init/*WAI	1.9	2.1	3
	Close/Init/Open	4.2	4.7	5.2
34921A	Open or Close	4.7	5	5.3
	Read?	2.9	3.3	4.7
	Close/Read/Open	14	15	15
	Init/*WAI	1.9	2.1	3
	Close/Init/Open	12.4	14	14
34934A	Close	1.8	2.2	3.1
	Read?	2.8	3.1	4.8
	Open	1.5	1.8	3.2

[1] Readings were made with minimum NPLC, delay 0, display off, autozero off

[2] All times include the issue of "READ?" and the retrieval of data

[3] CLOSE or OPEN bus transfer times allowed to overlap previous command; command parse times overlap current activity until IO latency dominant

34934A Multi-channel close speeds over GPIB (msec)

	Isolate or fixed mode	Auto 100 mode	Auto 0 mode
Close 2 channels	0.97	1.22	1.31
Close 5 channels	0.43	0.54	0.56
Close 10 channels	0.22	0.28	0.29
Close 60 channels	0.13	0.17	0.21

Single channel measurement rates—DMM reading rates ^{[1] [2]}

Function	Resolution	Rds/s
DCV	4 ½ digits (0.02 plc)	3000
	5 ½ digits (1 plc)	59
	6 ½ digits (10 plc)	6
2-wire resistance	4 ½ digits (0.02 plc)	2000
	5 ½ digits (1 plc)	58
	6 ½ digits (10 plc)	6
Thermocouple	(0.02 plc)	2000
	0.1°C (1 plc)	59
RTD/Thermistor	1°C (0.02 plc)	1900
	0.1°C (1 plc)	58
	0.01°C (10 plc)	6
ACV	6 ½ fast (200 Hz)	350
	6 ½ Med (20 Hz)	350
	6 ½ slow (3 Hz)	300
Frequency, period	4 ½ digits (10 ms)	70
	5 ½ digits (100 ms)	9
	6 ½ digits (1 s gate)	1

[1] Reading speeds for 60Hz; autozero OFF

[2] For fixed function and range, readings to memory, scaling and alarms off, autozero OFF

Scanning measurement rates to bus or memory

Scanning channels ^[1]	Direct measurements – direct to I/O (includes switch, measure time and I/O time)			Measurement into memory
	GPIB ch/sec	USB 2.0 ch/sec	LAN (w/ VXI 11) ch/sec	Into memory ch/sec
Scanning DCV or 2-wire ohms				
34925A	920	860	980	1000
34923A/24A	588	572	605	625
34921A/22A	109	109	109	109
Scanning ACV ^[2]				
34925A	318	315	323	318
34923A/24A	260	260	260	260
34921A/22A	88	88	88	88
Scanning temperature				
34921A	109	109	109	109
Scanning digital in				
34950A	660	592	815	1038

[1] Speeds are for 4 1/2 digits, delay 0, display off, autozero off and scanning is within bank on the same module; add 10ms for between banks or modules for 2-wire measurements; 4-wire measurements are slower

[2] Add additional time for filter setting on ACV

**Data out of memory to LAN, USB, or GPIB
(data transfer rate with 1000 channel blocks)**

	GPIB rds/sec	USB 2.0 rds/sec	LAN (w/ VXI 11) ^[1] rds/sec
Readings	2560	2400	3542
readings with timestamp	1304	1230	1826
readings with all format options ON	980	926	1361

[1] LAN large block throughput rate is increased by approximately 30% using LAN sockets

Measurement characteristics with optional internal DMM *continued*

DC operating characteristics ^[4]			
Function	Digits ^[5]	Readings/s	Additional RMS noise error
DCV ^[7] , DCI, and	6½	0.6 (0.5)	0% of range
Resistance (≤10 kΩ)	6½	6 (5)	0% of range
	5½	60 (50)	0.001% of range
	5½	300	0.001% of range ^[6]
	4½	600	0.01% of range ^[6]
	4½	3000	0.1% of range ^[6]

Autozero OFF operation

Following instrument warm-up at calibration temperature ±1°C and <10 minutes, add 0.0002% range additional error +5 µV. (For 300 VDC, instead of .0002% of range, need .00066% of range)

Settling considerations

Reading settling times are affected by source impedance, low dielectric absorption characteristics, and input signal changes.

AC operating characteristics ^[8]			
Function	Digits ^[9]	Readings/s	AC filter
ACV, ACI:	6½	7 sec/reading	Slow (3 Hz)
	6½	1	Medium (20 Hz)
	6½	8 ^[10]	Fast (200 Hz)
	6½	100 ^[11]	Fast (200 Hz)

- [4] Reading speeds for 60 Hz and (50 Hz) operation; autozero OFF
- [5] 6½ digits = 22 bits; 5½ digits = 18 bits; 4½ digits = 15 bits
- [6] Add 20 µV for DCV, 4 µA for DCI, or 20 mΩ for resistance
- [7] For 300 VDC, multiply the additional noise error by 3.3
- [8] Maximum reading rates for 0.01% of AC step additional error; additonal settling delay required when input DC level varies
- [9] 6½ digits = 22 bits; 5½ digits = 18 bits; 4½ digits = 15 bits
- [10] For external trigger or remote operation using default settling delay (Delay Auto)
- [11] Maximum limit with default settling delays defeated

System specifications

Scanning inputs	
Analog:	34921A, 34922A, 34923A, 34924A, and 34925A multiplexer channels
Digital:	34950A/52A digital in and totalize

Scan triggering	
Source	Interval, external, button press, software, or on monitor channel alarm
Scan count	1 to 50,000 or continuous
Scan interval	0 to 99 hours; 1ms step size
Channel delay	0 to 60 seconds per channel; 1 ms step size
External trig delay	< 2 ms. With monitor on < 200 ms
External trig jitter	< 2 ms

Alarms	
Analog inputs	Hi, Lo, or Hi + Lo evaluated each scan
Digital inputs	34950A/52A digital in maskable pattern match or state change
	34950A/52A frequency and totalize: Hi limit only
Monitor channel	Alarm evaluated each reading
Alarm outputs	4 TTL compatible Selectable TTL logic Hi or Lo on fail
Latency	5 ms (typical)

Memory	
Type	Volatile
Readings	500,000 with timestamp, readable during scan
States	5 instrument states with user label
Alarm queue	Up to 20 events with channel number, reading, and timestamp

System features	
Per-channel math Min/max/average	Individual Mx+B scaling and calculated real time
Power fail recovery	Save switch states
Relay maintenance	Counts each relay closure and stores on module User resettable
Real-time clock	Battery-backed, 20-year typical life

Measurement characteristics with optional internal DMM

DC voltage

Measurement method	Continuously integrating multi-slope III A-D converter
A-D linearity	0.0002% of reading + 0.0001% of range on 10 V range
Input resistance 100 mV, 1 V, 10 V ranges 100 V, 300 V ranges	Selectable 10 M Ω or > 10,000 M Ω 10 M Ω \pm 1%
Input bias current	< 50 pA at 25°C
Input protection	300 V all ranges

True RMS AC voltage

Measurement method	AC coupled True RMS—measures the AC component of the input with up to 300 VDC of bias on any range
Crest factor	Maximum of 5:1 at full scale
Additional crest factor errors (non-sinewave)	Crest factor 1-2 0.05% of reading Crest factor 2-3 0.15% of reading Crest factor 3-4 0.30% of reading Crest factor 4-5 0.40% of reading
AC Filter Bandwidth: Slow Medium Fast	3 Hz - 300 kHz 20 Hz - 300 kHz 200 Hz - 300 kHz
Input impedance	1 M Ω \pm 2% in parallel with 150 pF
Input protection	300 Vrms all ranges

Resistance

Measurement method	Selectable 4-wire or 2-wire ohms
Current source	referenced to LO input
Offset compensation	Selectable on 100 Ω , 1k Ω , 10k Ω ranges
Maximum lead resistance	10% of range per lead for 100 Ω and 1k Ω ranges. 1k Ω on all other ranges
Input protection	300 V on all ranges

Frequency and period

Measurement method	Reciprocal counting technique
Voltage ranges	Same as AC voltage function
Gate time	1 s, 100 ms, or 10 ms
Measurement timeout	Selectable 3 Hz, 20 Hz, 200 Hz LF limit

Measurement Consideration (Frequency and Period)

All frequency counters are susceptible to error when measuring low-voltage, low-frequency signals. Shielding inputs from external noise pickup is critical for minimizing measurement errors.

DC current

Shunt resistance	5 Ω for 10 mA, 100 mA; 0.1 Ω for 1 A
Input protection	1A 250 V fuse on 34921A module

True RMS AC current

Measurement method	Direct coupled to the fuse and shunt. AC coupled True RMS measurement (measures the ac component only)
Shunt resistance	5 Ω for 10 mA; 0.1 Ω for 100 mA, 1 A
Input protection	1A 250 V fuse on 34921A module

Thermocouple

Conversion	ITS-90 software compensation
Reference junction type	Internal, fixed, or external
Open thermocouple check	Selectable per channel. Open > 5 k Ω

Thermistor

44004, 44007, 44006 series	
----------------------------	--

RTD

a = 0.00385 (DIN) and a = 0.00392	
-----------------------------------	--

Measurement noise rejection 60 (50) Hz ^[1]

DC CMRR	140 dB
AC CMRR	70 dB

Integration time

Integration time	Normal mode rejection ^[2]
200 plc/3.33 s (4 s)	105 dB ^[3]
100 plc/1.67 s (2 s)	100 dB ^[3]
20 plc/333 ms (400 ms)	95 dB ^[3]
10 plc/167 ms (200 ms)	90 dB ^[3]
2 plc/33.3 ms (40 ms)	85 dB
1 plc/16.7 ms (20 ms)	60 dB
< 1 plc	0 dB

[1] For 1 K Ω unbalance in LO lead

[2] For power line frequency \pm 0.08%

[3] For power line frequency \pm 1% use 75 dB or \pm 2.5% use 60 dB

continued

General specifications

Power supply	Universal 100 V to 240 V \pm 10%
Power line frequency	50 – 60 Hz \pm 10% automatically sensed
Power consumption	150 VA
Operating environment	Full accuracy for 0 °C to 55 °C Full accuracy to 80% R.H. at 40 °C IEC 60664-1 pollution degree 1
Storage environment	-40°C to 70°C ^[1]
Mainframe dimensions	133 H x 426 W x 341 D mm (5.25" x 16.8" x 14") Full rack, 3 units high
Mainframe weight	8.8 kg (19.6 lbs)
Module dimensions	280 H x 170 W x 27 D mm (11" x 6.7" x 1")
Module weights	0.73 to 1.18 kg (1.6 to 2.6 lbs)
Terminal block dimensions	28 H x 170 W x 114 D mm (1.1" x 6.7" x 4.5")
Terminal block weights	0.27 to 0.36 kg (0.6 to 0.8 lbs)
Safety conforms to	CSA, UL/IEC/EN 61010-1
EMC conforms to	IEC/EN 61326-1, CISPR 11
Warranty	1 year

Software**Agilent connectivity software included**

Agilent IO Libraries Suite 14 or greater (E2094)

Minimum system requirements (IO libraries and drivers)

PC hardware	Intel Pentium 100 MHz, 64 Mbyte RAM, 210 Mbyte disk space Display 800 x 600, 256 colors, CD-Rom drive
Operating system ^[2]	Windows® 98 SE/NT/2000/XP
Computer interfaces	Standard LAN 10BaseT/100BaseTx Standard USB 2.0 IEEE 488.2 GPIB

Software driver support for programming languages

Software drivers:	IVI-C and IVI COM for Windows NT/2000/XP LabVIEW
Compatible with programming tools and environments:	Agilent VEE Pro, Agilent T&M Toolkit (requires Visual Studio.NET) National Instruments Test Stand, Measurement Studio, LabWindows/CVI, LabVIEW, Switch Executive Microsoft Visual Studio.NET, C/C++, Visual Basic 6

Agilent BenchLink data logger software system requirements

Operating system:	Windows 2000 SP4, XP SP 2
Controller:	Recommend Pentium® 4, 800 MHz or greater, Min: Pentium III, 500 MHz
RAM:	Recommend 256 MB or greater, Min 128 MB
Disk Space:	Recommend 200 MB, Min 100 MB
Display:	1024x768 resolution, 256 colors

Agilent BenchLink data logger features

Configuration	Spreadsheet-like channel configurations page. Upload and Download instrument configurations. Computed channels using + - *, dB, dBm, dBV, x2, x and full, ½, or ¼ bridge strain
Graphical Displays	Real-time and historical data displays Add, delete, size, and configure real time Strip chart with markers and alarm indication, bar and scatter charts, Histogram with statistics, Bar meter, and Data table
Graphical Controls	Sliders, switches, buttons, and LED lights
Alarm / Limit testing	Start/Stop scanning on alarm condition Control 34903A relay state or 34907A digital output on alarm
Data	Real time streamed (saved) to disk Automatically export data and configurations Copy data or graphics to windows clipboard Export your selected data to .CSV, .XML, or TXT formats
Event logging	Automatic entry of alarms and errors

[1] Storage at temperatures above 40 °C will decrease battery life

[2] Load IO Libraries Version M for Windows NT support or version
14.0 for Windows 98 SE support**Definitions for specifications**

Specifications describe the warranted performance of calibrated instruments that have been stored for a minimum of 2 hours within the operating temperature range of 0 °C to 50 °C, unless otherwise stated, and after a 45 minute warm-up period. Data represented in this document are specifications unless otherwise noted.

Characteristics describe product performance that is useful in the application of the product, but that is not covered by the product warranty. Characteristics are often referred to as Typical or Nominal values.

- **Typical** describes characteristic performance, which 80% of instruments will meet when operated over a 20 °C to 30 °C temperature range. Typical performance is not warranted.
- **Nominal** describes representative performance that is useful in the application of the product when operated over a 20 °C to 30 °C temperature range. Nominal performance is not warranted.

Note: All graphs contain measured data from several units at room temperature unless otherwise noted.

A.4.1.1 Tarjetas de conexionado de Agilent

The 34980A mainframe holds up to eight plug-in modules. Mix and match them to create a custom system to meet your switching and system control needs. You can easily add or replace modules as your needs change.

Table 1. 34980A modules at a glance

Module	Description	Max volts	Switch/Carry current	BW (MHz)	Scan ch/sec	Thermal o	Comments
Multiplexer modules							
34921A	40-channel armature multiplexer w/low thermal offset	± 300 V	1A/2A	45 MHz	100	< 3 uV	Temperature reference 4 current channels Config as 2- or 4-wire
34922A	70-channel armature multiplexer	± 300 V	1A/2A	25 MHz	100	< 3 uV	Config as 2- or 4-wire
34923A	40/80-channel reed multiplexer	± 150 V	0.5A/1.5A	45 MHz	500	< 50 uV	Config as 1-, 2- or 4-wire
34924A	70-channel reed multiplexer	± 150 V	0.5A/1.5A	25 MHz	500	< 50 uV	Config as 2- or 4-wire
34925A	40/80-channel optically isolated FET multiplexer	± 80 V	0.02A	1 MHz	1000	< 3 uV	Config as 1-, 2- or 4-wire
Matrix modules							
34931A	Dual 4x8 armature matrix	± 300 V	1A/2A	30 MHz	100	< 3 uV	Backplane expandable
34932A	Dual 4x16 armature matrix	± 300 V	1A/2A	30 MHz	100	< 3 uV	Backplane expandable
34933A	Dual/Quad 4x8 reed matrix	± 150 V	0.5A/1.5A	30 MHz	500	< 50 uV	Backplane expandable Config as 1- or 2-wire
34934A	Quad 4x32 reed matrix	+/-100V	0.5A/0.5A	20MHz	500	<50uV	Row expansion kit. Config as 1- or 2-wire
General-purpose modules							
34937A	28-channel Form C and 4-channel Form A	+/-300 V +/-250 VAC	1A/2A 5 A	10 MHz	N/A	< 3 uV < 3 uV	
34938A	20-channel 5-amp Form A	+/- 250 VAC	5A/8A	1 MHz	N/A	< 3 uV	
34939A	64-channels Form A	+/-100V	1A/2A	10MHz	N/A	<3uV	
RF and microwave modules							
Module	Description	Insertion loss	Isolation	Freq range	VSWR	Input impedance	Comments
34941A	Quad 1x4 50 ohm 3 GHz RF multiplexer	0.6 dB	> 58 dB	3 GHz	< 1.25	50 Ω	@ 1 GHz
34942A	Quad 1x4 75 ohm 1.5 GHz RF multiplexer	0.6 dB	> 60 dB	1.5 GHz	< 1.35	75 Ω	@ 1 GHz
34945A/ 34945EXT	Microwave switch/attenuator driver	Can drive up to 64 external switch coils; 32 SPDT switches, 8 multiport switches, 8 attenuators, or your own combination. Expand with additional 34945EXTs.					
34946A	Dual 1x2 SPDT terminated microwave switch	< 0.42 dB < 0.69 dB < 0.8 dB	> 85 dB > 67 dB > 60 dB	4 GHz or 20 GHz 26.5 GHz	< 1.15 < 1.30 < 1.6	50 Ω	@ 4 GHz @ 20 GHz @ 26.5GHz
34947A	Triple 1x2 SPDT unterminated microwave switch	< 0.42 dB < 0.69 dB < 0.8 dB	> 85 dB > 67 dB > 60 dB	4 GHz or 20 GHz 26.5 GHz	< 1.15 < 1.30 < 1.6	50 Ω	@ 4 GHz @ 20 GHz @ 26.5GHz
System control modules		Description					
34950A	64-bit digital I/O with memory and counter	Eight 8-bit digital I/O channels with programmable polarity, thresholds up to 5 V, with handshaking protocols and pattern memory. Two 10 MHz frequency counter and programmable clock output to 20 MHz.					
34951A	4-channel isolated D/A converter with waveform memory	Output DC voltage up to ± 16 V or DC current up to ± 20 mA. Output waveforms with a 200 kHz update rate and 16 bits of resolution. Use on-board memory to create point-to-point waveforms with more than 500,000 points.					
34952A	Multifunction module with 32-bit DIO, 2-ch D/A and totalizer	Four 8-bit digital I/O channels, two ± 12-V analog outputs, and a 100 kHz gated totalizer.					
34959A	Breadboard module	Create your own custom designs with access to the +12 V and +5 V supplies, 16 GPIO ports and 28 relay drive lines.					

A.4.2 Transductor de intensidad

El convertidor de corriente MACX MCR-SL-CAC-5-I-UP contiene una variante de amplia gama con un rango de tensión de alimentación de 19,2 V AC/DC hasta 253 V AC/DC.

Datos técnicos

Datos de entrada

Configurable/Programable	Mediante selector DIP
Umbral de respuesta	0,3 % (1 A)
	0,45 % (5 A)
Margen de ajuste Corriente de entrada mínima	0 A AC ... 1 A AC (configurables)
Margen de ajuste Corriente de entrada máxima	0 A AC ... 5 A AC (configurables)
Capacidad de sobrecorriente	2 x I_N (constante)
Capacidad de sobrecorriente transitoria	20 x I_N (1 s)
Frecuencia nominal f_N	50 Hz
Margen de medición de frecuencia	45 Hz ... 65 Hz
Tipo de conexión	Conexión por tornillo

Datos de salida

Denominación Salida	Salida de corriente
Configurable/Programable	Mediante selector DIP
Señal de salida corriente	0 mA ... 20 mA (configurables)
	4 mA ... 20 mA (configurables)
Corriente máx. de salida	25 mA
Carga/Carga de salida Salida de corriente	< 500 Ω (Con 20 mA)
Indicación de estado	LED rojo (error), LED verde (listo para funcionar)

Salida de conexión

Denominación Salida	sin salida de conmutación
---------------------	---------------------------

Alimentación

Margen de tensión de alimentación	19,2 V AC/DC ... 253 V AC/DC
Absorción de corriente máxima	B = 24 V DC, IOU = 20 mA)
	B=230 V CA, IOU=20 mA)
Consumo de potencia	B = 24 V DC, IOU = 20 mA)
	B= 230 V CA, IOU=20 mA)

Datos de conexión

Tipo de conexión	Conexión por tornillo
Sección de conductor rígido mín.	0,2 mm ²

Sección de conductor rígido máx.	2,5 mm ²
Sección de conductor flexible mín.	0,2 mm ²
Sección de conductor flexible máx.	2,5 mm ²
Sección de conductor AWG/kcmil mín.	24
Sección de conductor AWG/kcmil máx.	14
Longitud a desaislar	8 mm
Rosca de tornillo	M3

Datos generales

Anchura	22,5 mm
Altura	104 mm
Profundidad	114,5 mm
Error de transmisión máximo	≤ 0,5 % (Del valor nominal de la gama bajo condiciones nominales)
Coeficiente de temperatura máximo	< 0,02 %/K
Coeficiente de temperatura típico	< 0,015 %/K
Respuesta gradual (10-90%)	máx. 300 ms
	Típ. 200 ms
Temperatura ambiente (servicio)	-20 °C ... 65 °C (-4 °F...149 °F)
Temperatura ambiente (almacenamiento / transporte)	-40 °C ... 85 °C (-40°F...185°F)
Máx. Altura de fijación	2000 m
Índice de protección	IP20
Categoría de sobretensiones	III
Grado de polución	2
Tensión de prueba Entrada/salida	4 kV (50 Hz, 1 min)
Tensión de prueba Salida/alimentación	2 kV (50 Hz, 1 min)
Compatibilidad electromagnética	Conformidad con la directiva CEM 2004/108/CE
Emisión de interferencias	EN 61000-6-4
Resistencia a interferencias	EN 61000-6-2
Color	verde
Material carcasa	Poliamida PA sin reforzar
Posición para el montaje	Discrecional
Conformidad	Conformidad CE
ATEX	Ex II 3 G Ex nA II T4 X
UL, EE.UU. / Canadá	UL 508 Recognized

Homologaciones



Homologaciones

cULus Recognized

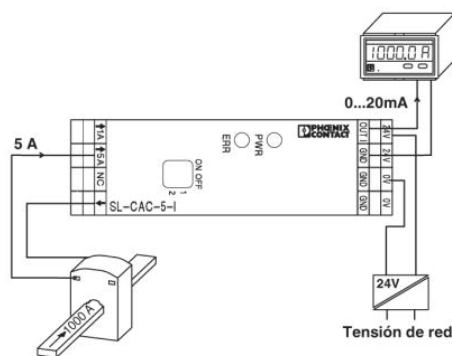
Homologaciones Ex:

ATEX

Homologaciones solicitadas:

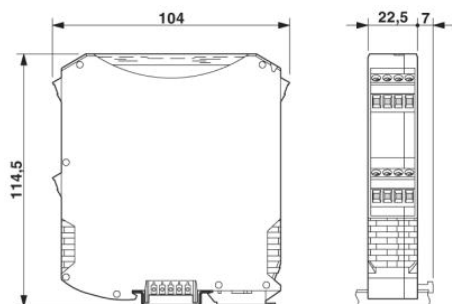
Dibujos

Dibujo de aplicación



Medición de corriente

Esquema de dimensiones



A.4.3 Tarjeta de relés

1. Features

- **Relays:** 4 SPDT Relays RAS-05-15. Datasheet - [here](#)
- **Relay parameters:** 5V / 72mA, 15A/24VDC (120VAC), 10A/250VAC
- **4 Digital I/O Port:** Inputs - 0-5VDC TTL levels, with pull-up 200kOhm resistor. Each can be configured as digital output (0-5VDC). In some variants this port may not be reachable by user because it is attached to other device (for example sensor).
- **PCB parameters:** FR4 / 1.5mm / two layers / metalized holes / HAL / white stamp / solder mask / additional PCB openings for better voltage isolation / doubled high voltage tracks
- **Power supply:** from USB port
- **Current consumption:** 400 mA
- **Chip:** FT245RL. Datasheet - [here](#)
- **Power led:** Yes
- **Relay leds:** Yes
- **Size:** 77mm x 56mm x 17mm



B Canales de Benchlink Data Logger. Posición de los termopares dentro de los módulos.

Last Scan Results				
	34980A	Channel	Scan Order	Measurement
1	<1.Instr1>	1001	1	Temp (Type T)
2	<1.Instr1>	1002	2	Temp (Type T)
3	<1.Instr1>	1003	3	Temp (Type T)
4	<1.Instr1>	1004	4	Temp (Type T)
5	<1.Instr1>	1005	5	Temp (Type T)
6	<1.Instr1>	1006	6	Temp (Type T)
7	<1.Instr1>	1007	7	Temp (Type T)
8	<1.Instr1>	1008	8	Temp (Type T)
9	<1.Instr1>	1009	9	Temp (Type T)
10	<1.Instr1>	1010	10	Temp (Type T)
11	<1.Instr1>	1011	11	Temp (Type T)
12	<1.Instr1>	1012	12	Temp (Type T)
13	<1.Instr1>	1013	13	Temp (Type T)
14	<1.Instr1>	1014	14	Temp (Type T)
15	<1.Instr1>	1015	15	Temp (Type T)
16	<1.Instr1>	1016	16	Temp (Type T)
17	<1.Instr1>	1017	17	Temp (Type T)
18	<1.Instr1>	1018	18	Temp (Type T)
19	<1.Instr1>	1019	19	Temp (Type T)
20	<1.Instr1>	1020	20	Temp (Type T)
21	<1.Instr1>	1021	21	Temp (Type T)
22	<1.Instr1>	1022	22	Temp (Type T)

Last Scan Results				
	34980A	Channel	Scan Order	Measurement
23	<1.Instr1>	1023	23	Temp (Type T)
24	<1.Instr1>	1024	24	Temp (Type T)
25	<1.Instr1>	1025	25	Temp (Type T)
26	<1.Instr1>	1026	26	Temp (Type T)
27	<1.Instr1>	1027	27	Temp (Type T)
28	<1.Instr1>	1028	28	Temp (Type T)
29	<1.Instr1>	1029	29	Temp (Type T)
30	<1.Instr1>	1030	30	Temp (Type T)
31	<1.Instr1>	1031	31	Temp (Type T)
32	<1.Instr1>	1032	32	Temp (Type T)
33	<1.Instr1>	1033	33	Temp (Type T)
34	<1.Instr1>	1034	34	Temp (Type T)
35	<1.Instr1>	1035	35	Temp (Type T)
36	<1.Instr1>	1036	36	Temp (Type T)
37	<1.Instr1>	1037	37	Temp (Type T)
38	<1.Instr1>	1038	38	Temp (Type T)
39	<1.Instr1>	1039	39	Temp (Type T)
40	<1.Instr1>	1040	40	Temp (Type T)
41	<1.Instr1>	2001<Q1>	41	Frequency
42	<1.Instr1>	2002<Q2>	42	Frequency
43	<1.Instr1>	2003<Q3>	43	Frequency
44	<1.Instr1>	2004<Q4>	44	Frequency
45	<1.Instr1>	2005<Q5>	45	Frequency
46	<1.Instr1>	2006<Q6>	46	Frequency
47	<1.Instr1>	2007<T ³ Pared Exterior>	47	Temp 4-Wire RTD
48	<1.Instr1>	2008<T ³ Pared Exterior>	48	Temp 4-Wire RTD
49	<1.Instr1>	2009<V1>	49	AC Voltage
50	<1.Instr1>	2010<V2>	50	AC Voltage
51	<1.Instr1>	2011<RTD Entrada colector 1>	51	Temp 4-Wire RTD
52	<1.Instr1>	2012<RTD Entrada colector 2>	52	Temp 4-Wire RTD
53	<1.Instr1>	2013<RTD Salida colector 1>	53	Temp 4-Wire RTD
54	<1.Instr1>	2014<RTD Salida colector 2>	54	Temp 4-Wire RTD
55	<1.Instr1>	2015<RTD Ambiente>	55	Temp 4-Wire RTD
56	<1.Instr1>	2041<Coriolis2>	56	DC Current
57	<1.Instr1>	2042<Coriolis1>	57	DC Current
58	<1.Instr1>	2043<I1>	58	DC Current
59	<1.Instr1>	2044<I2>	59	DC Current
60	<1.Instr1>	6001	60	Temp (Type T)
61	<1.Instr1>	6002	61	Temp (Type T)
62	<1.Instr1>	6003	62	Temp (Type T)

Last Scan Results				
	34980A	Channel	Scan Order	Measurement
63	<1.Instr1>	6004	63	Temp (Type T)
64	<1.Instr1>	6005	64	Temp (Type T)
65	<1.Instr1>	6006	65	Temp (Type T)
66	<1.Instr1>	6007	66	Temp (Type T)
67	<1.Instr1>	6008	67	Temp (Type T)
68	<1.Instr1>	6009	68	Temp (Type T)
69	<1.Instr1>	6010	69	Temp (Type T)
70	<1.Instr1>	6011	70	Temp (Type T)
71	<1.Instr1>	6012	71	Temp (Type T)
72	<1.Instr1>	6013	72	Temp (Type T)
73	<1.Instr1>	6014	73	Temp (Type T)
74	<1.Instr1>	6015	74	Temp (Type T)
75	<1.Instr1>	6016	75	Temp (Type T)
76	<1.Instr1>	6017	76	Temp (Type T)
77	<1.Instr1>	6018	77	Temp (Type T)
78	<1.Instr1>	6019	78	Temp (Type T)
79	<1.Instr1>	6020	79	Temp (Type T)
80	<1.Instr1>	6021	80	Temp (Type T)
81	<1.Instr1>	6022	81	Temp (Type T)
82	<1.Instr1>	6023	82	Temp (Type T)
83	<1.Instr1>	6024	83	Temp (Type T)
84	<1.Instr1>	6025	84	Temp (Type T)
85	<1.Instr1>	6026	85	Temp (Type T)
86	<1.Instr1>	6027	86	Temp (Type T)
87	<1.Instr1>	6028	87	Temp (Type T)
88	<1.Instr1>	6029	88	Temp (Type T)
89	<1.Instr1>	6030	89	Temp (Type T)
90	<1.Instr1>	6031	90	Temp (Type T)
91	<1.Instr1>	6032	91	Temp (Type T)
92	<1.Instr1>	6033	92	Temp (Type T)
93	<1.Instr1>	6034	93	Temp (Type T)
94	<1.Instr1>	6035	94	Temp (Type T)
95	<1.Instr1>	6036	95	Temp (Type T)
96	<1.Instr1>	6037	96	Temp (Type T)
97	<1.Instr1>	6038	97	Temp (Type T)
98	<1.Instr1>	6039	98	Temp (Type T)
99	<1.Instr1>	6040	99	Temp (Type T)
100	<1.Instr1>	9001<Potencia 1>		Multiply
101	<1.Instr1>	9002<Potencia 2>		Multiply

C Estudio de la sección plenamente desarrollada

C.1 Estudio de la sección plenamente desarrollada con tubo liso

C.1.1 Estudio de la manta

C.1.1.1 Agua

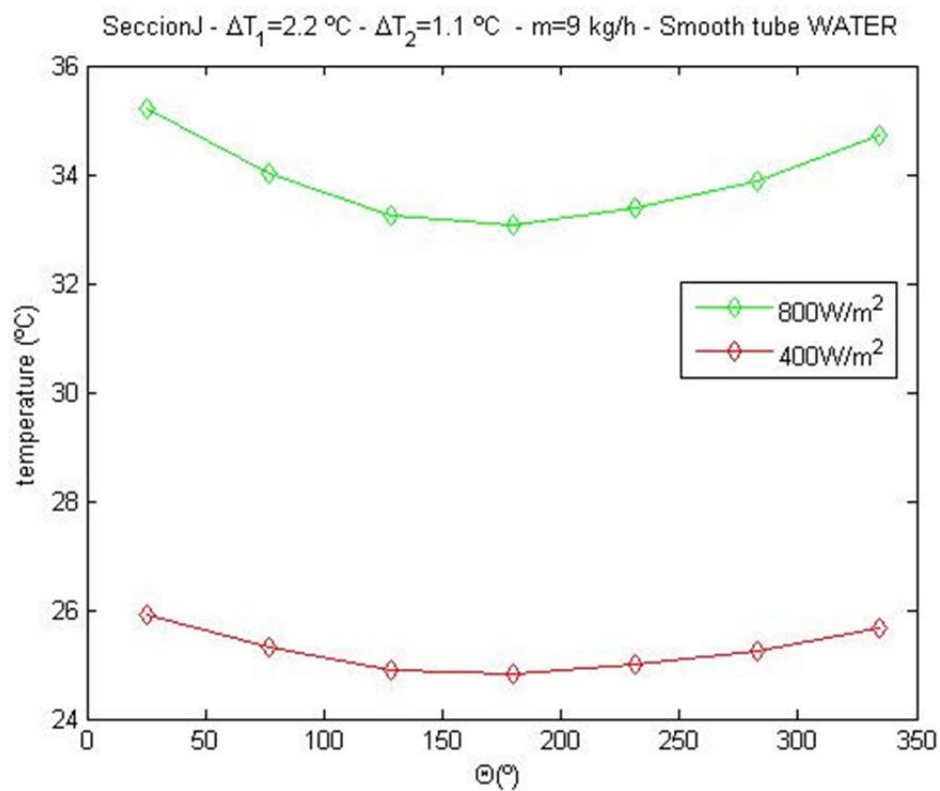


Figura 117: Ensayo con agua y tubo liso con caudal de 9kg/h

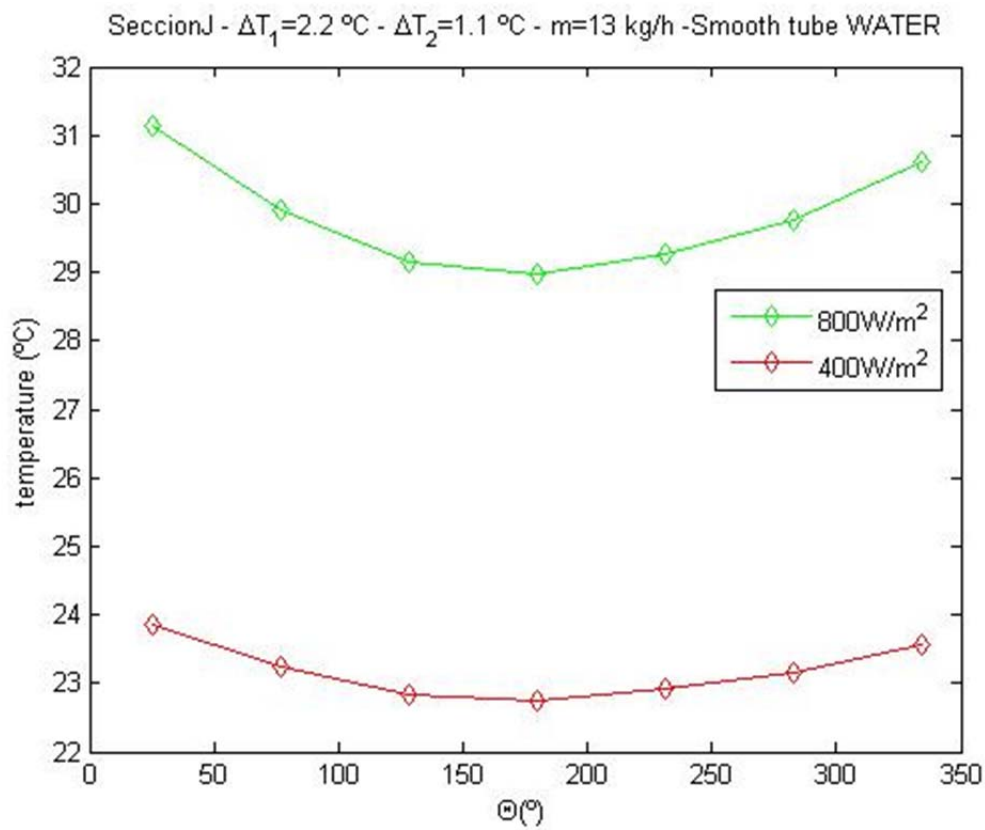


Figura 118: Ensayo con agua y tubo liso con caudal de 13kg/h

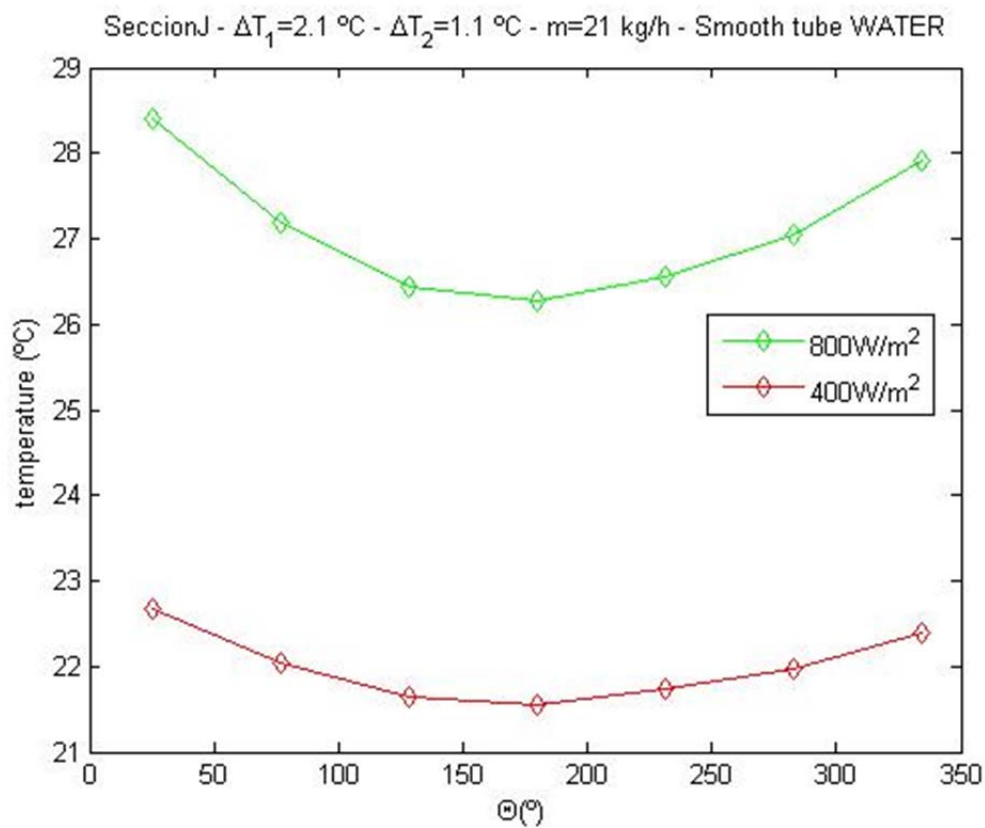


Figura 119: Ensayo con agua y tubo liso con caudal de 21kg/h

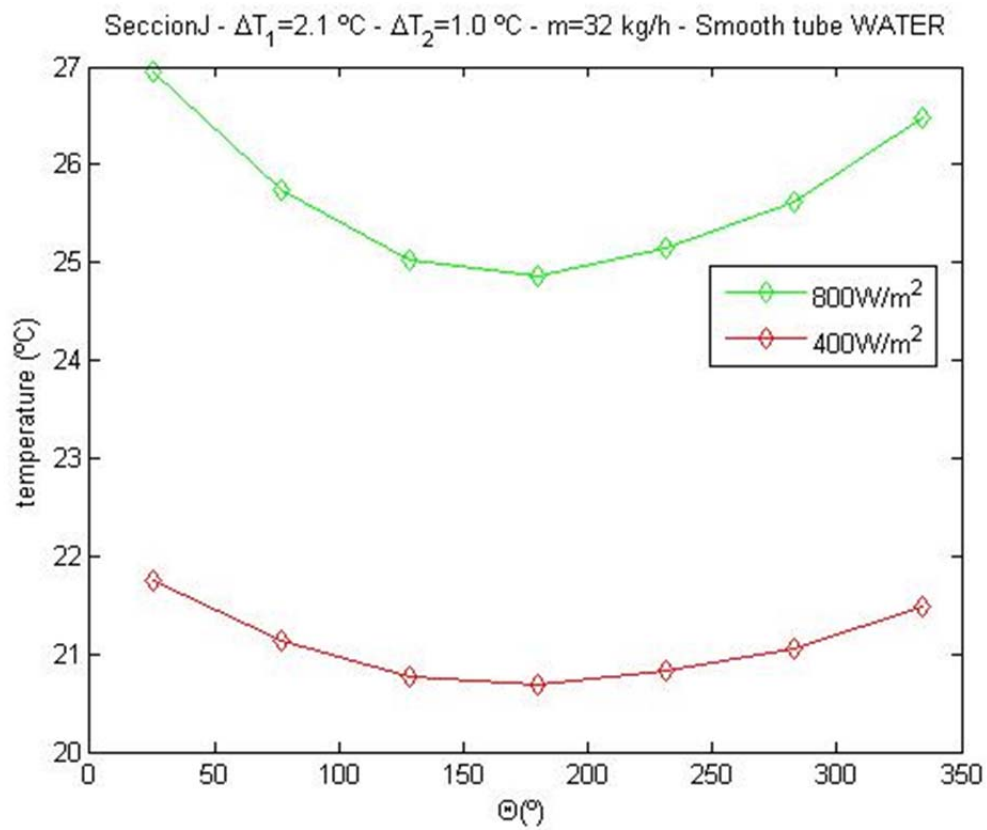


Figura 120: Ensayo con agua y tubo liso con caudal de 32kg/h

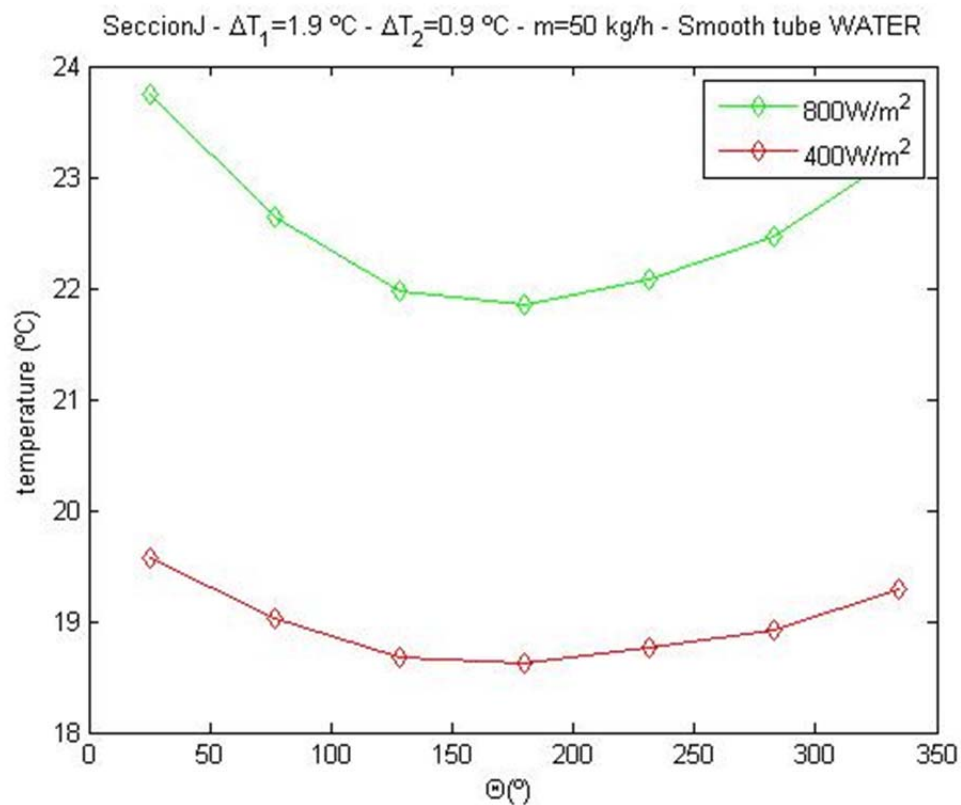


Figura 121: Ensayo con agua y tubo liso con caudal de 50kg/h

C.1.1.2 Propilenglicol al 30%

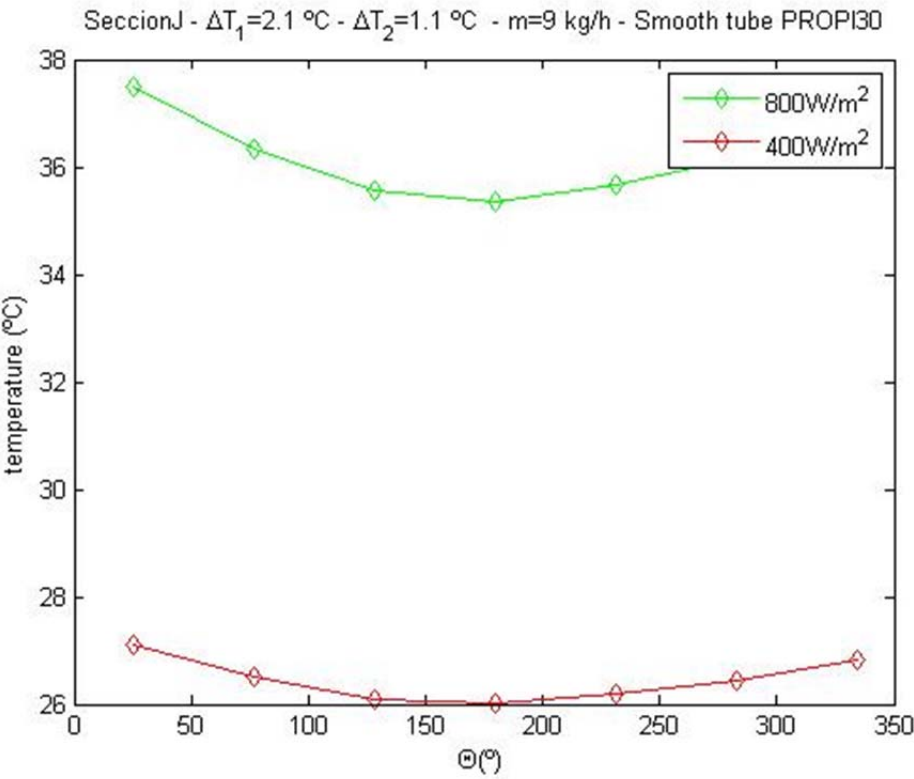


Figura 122: Ensayo con propilenglicol30% y tubo liso con caudal de 9kg/h

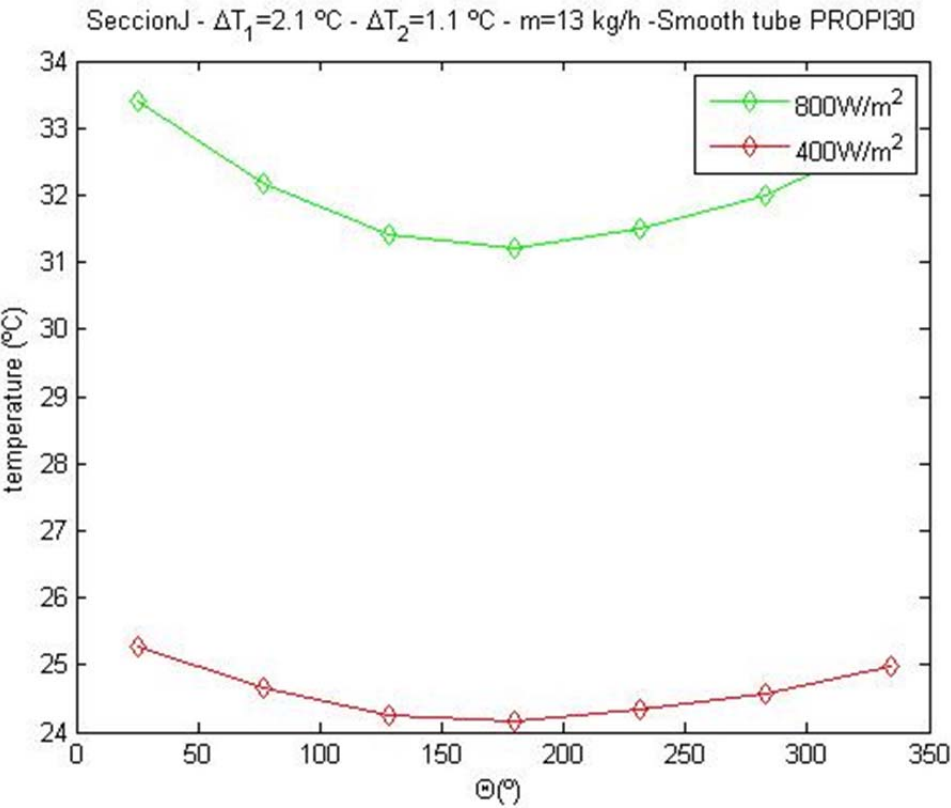


Figura 123: Ensayo con propilenglicol30% y tubo liso con caudal de 13kg/h

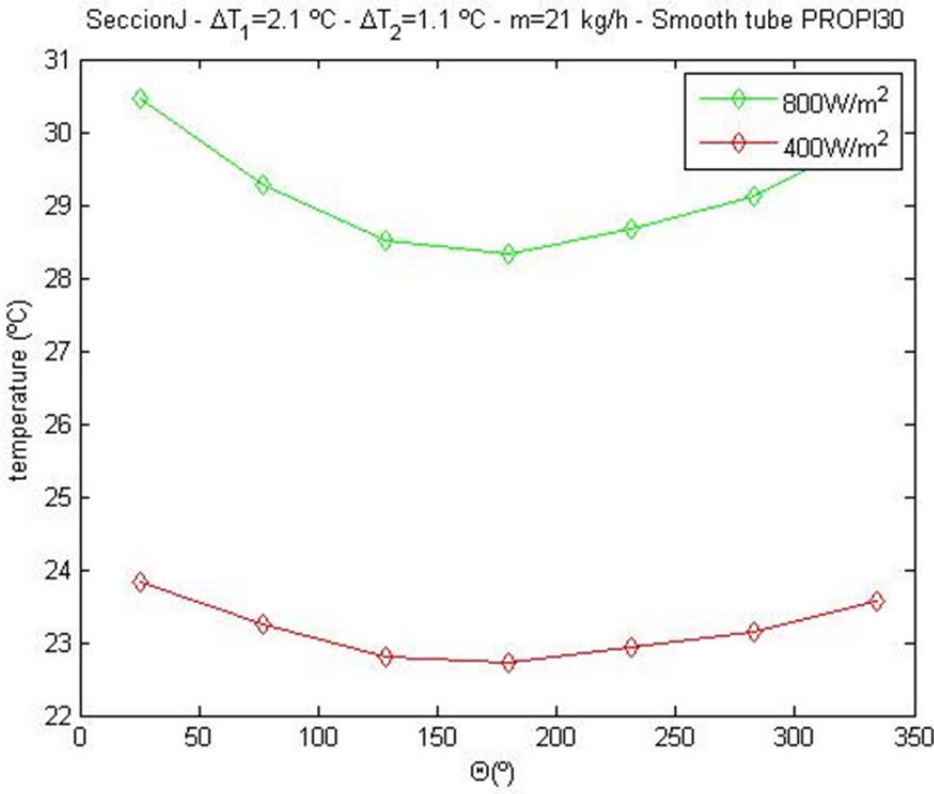


Figura 124: Ensayo con propilenglicol30% y tubo liso con caudal de 21kg/h

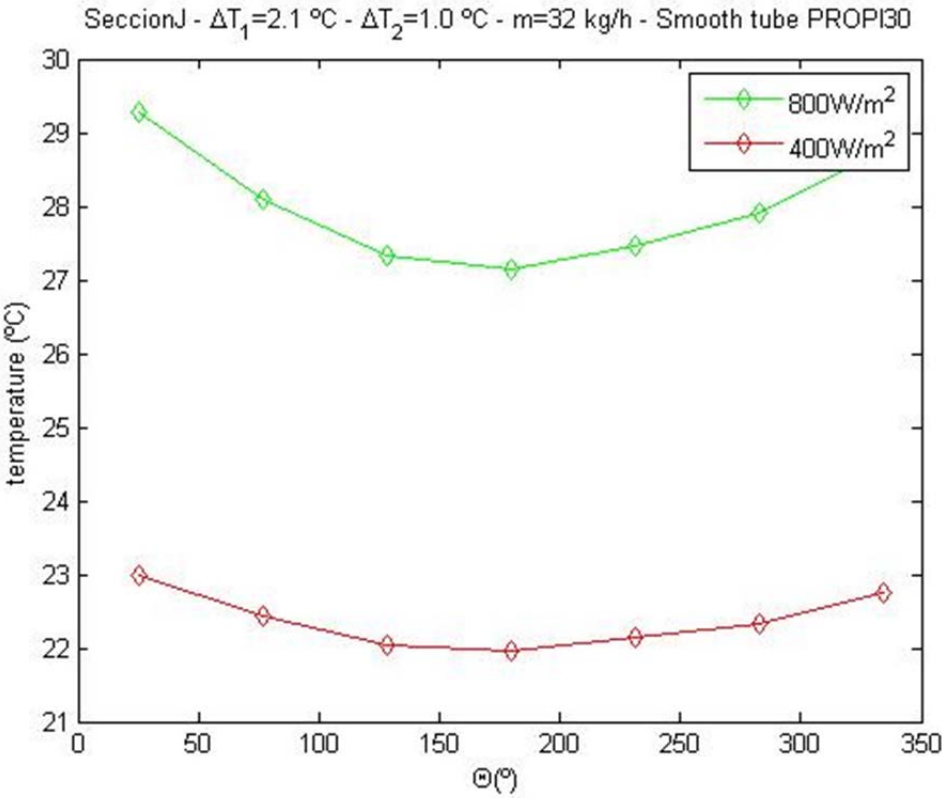


Figura 125: Ensayo con propilenglicol30% y tubo liso con caudal de 32kg/h

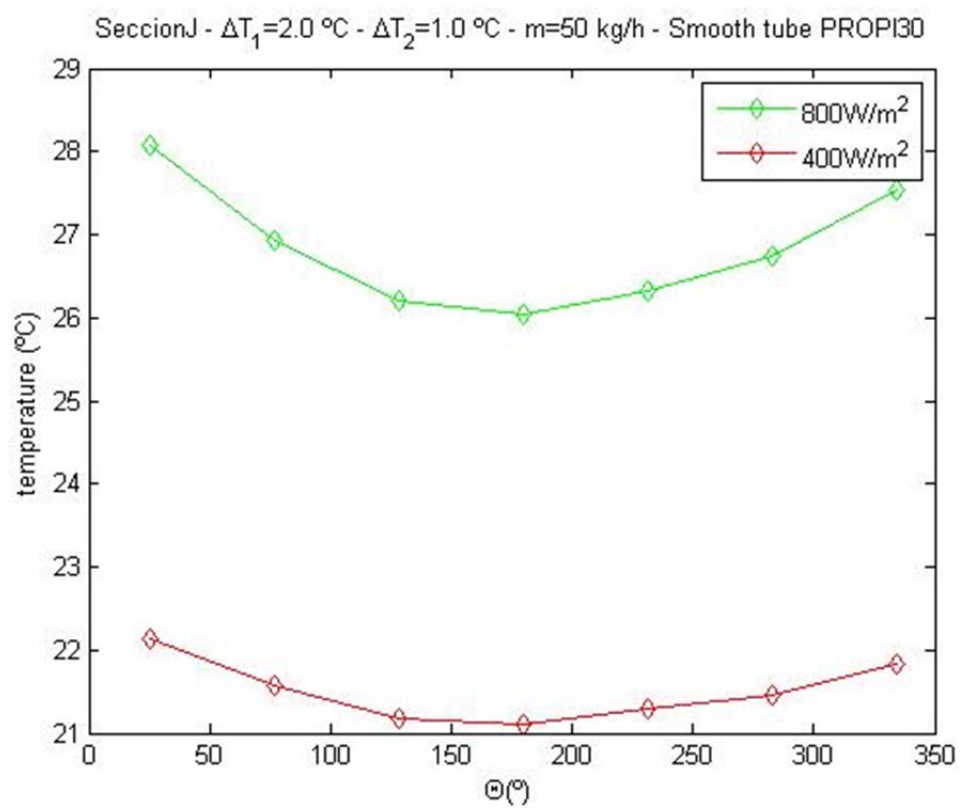


Figura 126: Ensayo con propilenglicol30% y tubo liso con caudal de 50kg/h

C.1.2 Estudio del fluido

C.1.2.1 400W/m²

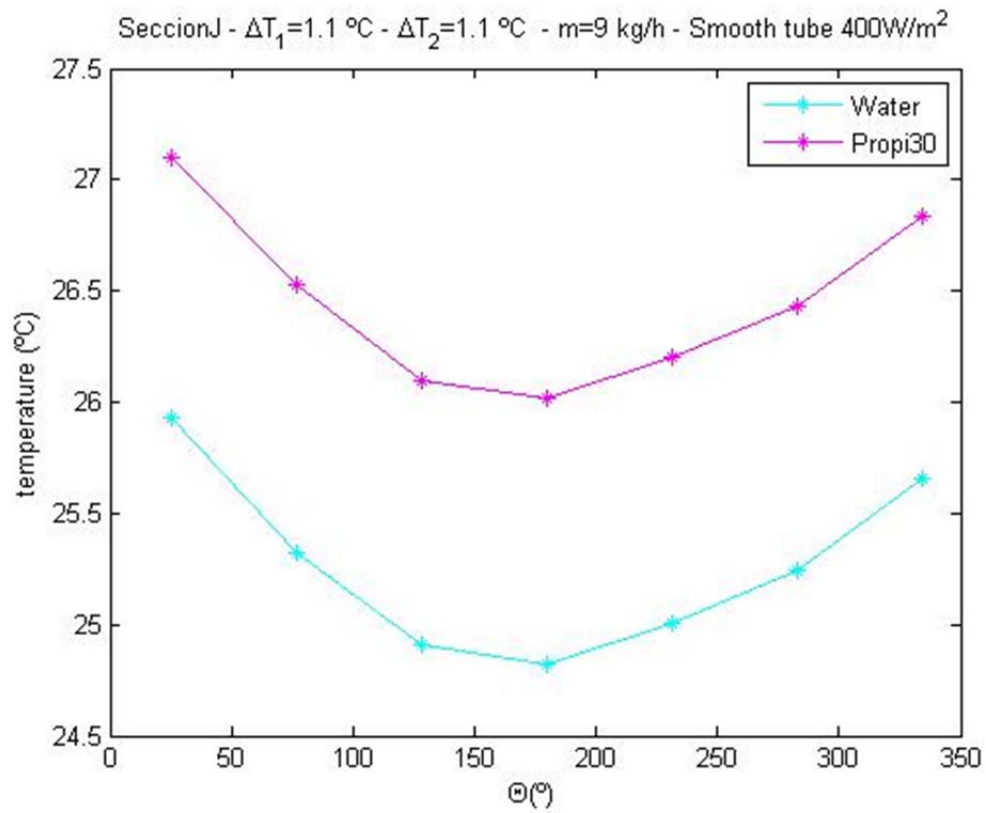


Figura 127: Ensayos con potencia de la manta de 400W/m² y tubo liso para un caudal de 9kg/h

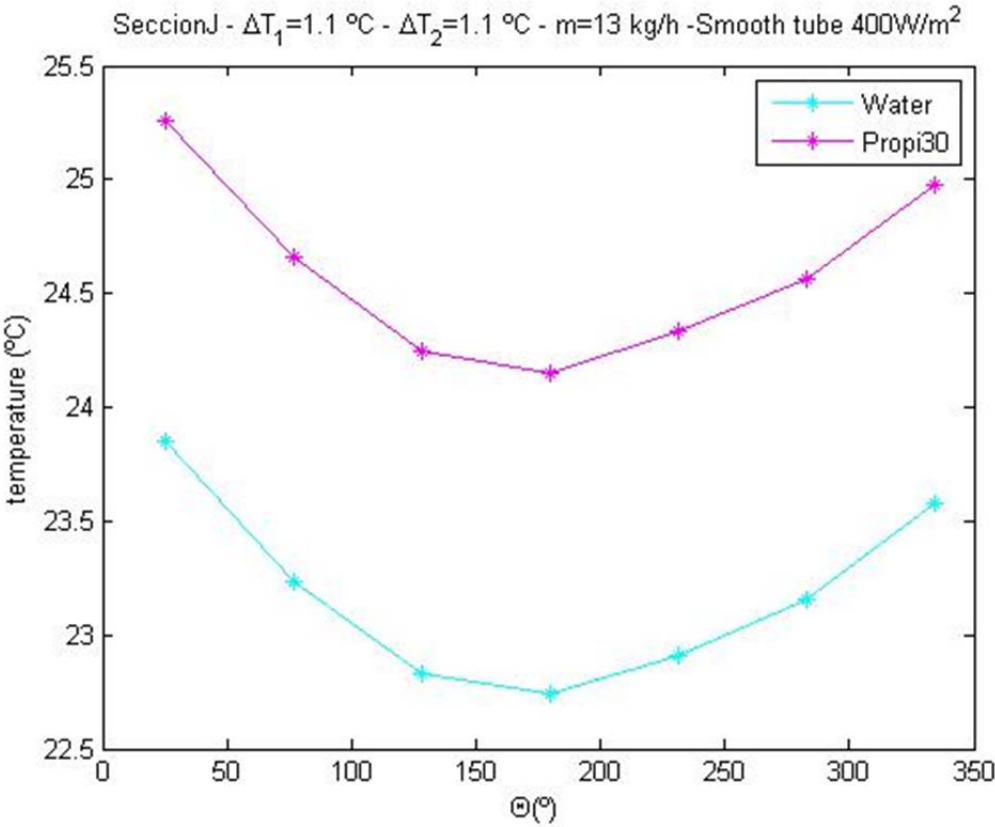


Figura 128: Ensayos con potencia de la manta de 400W/m^2 y tubo liso para un caudal de 13kg/h

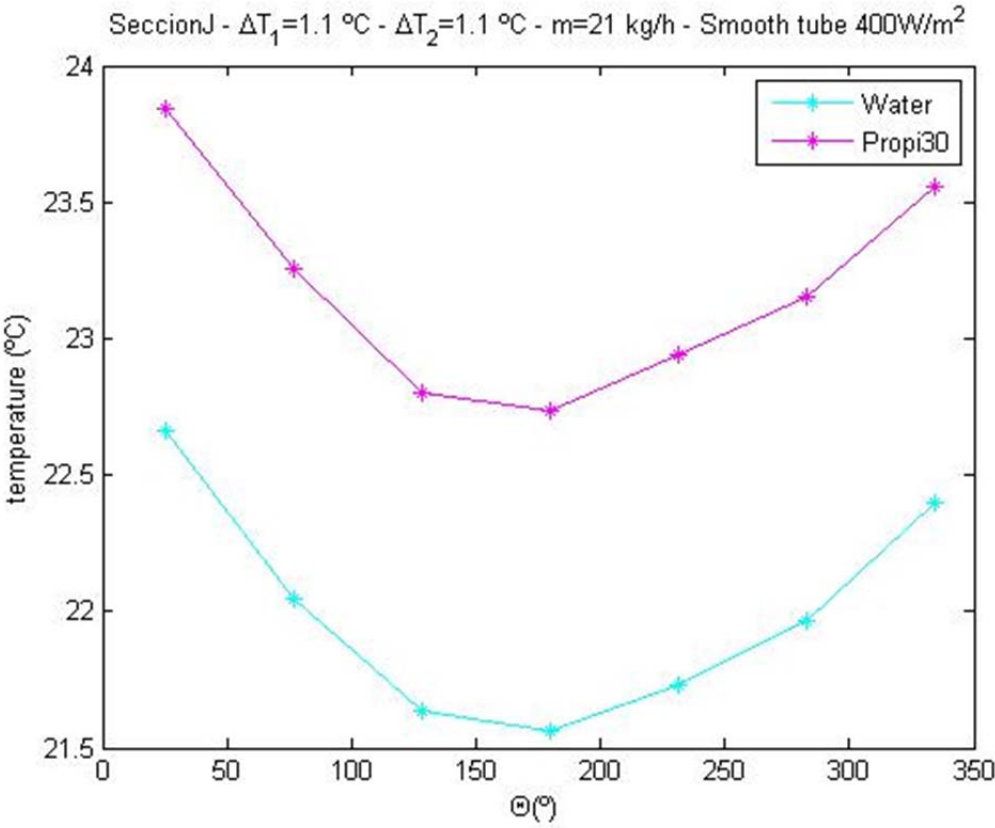


Figura 129: Ensayos con potencia de la manta de 400W/m^2 y tubo liso para un caudal de 21kg/h

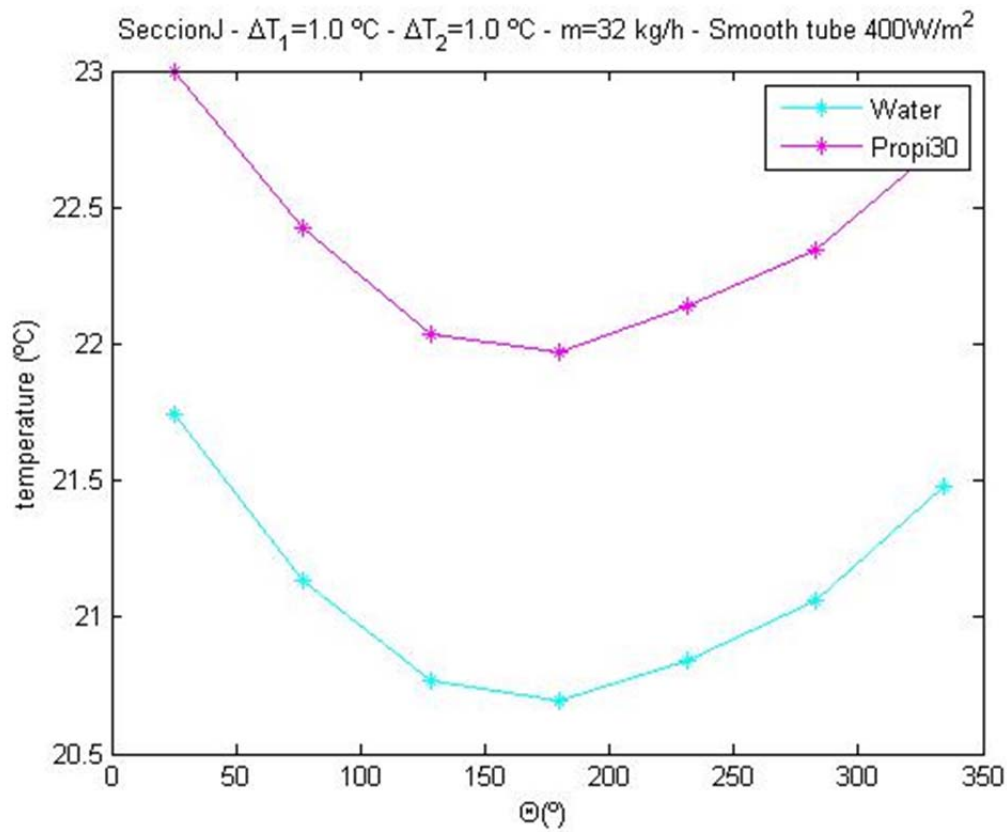


Figura 130: Ensayos con potencia de la manta de 400 W/m^2 y tubo liso para un caudal de 32 kg/h

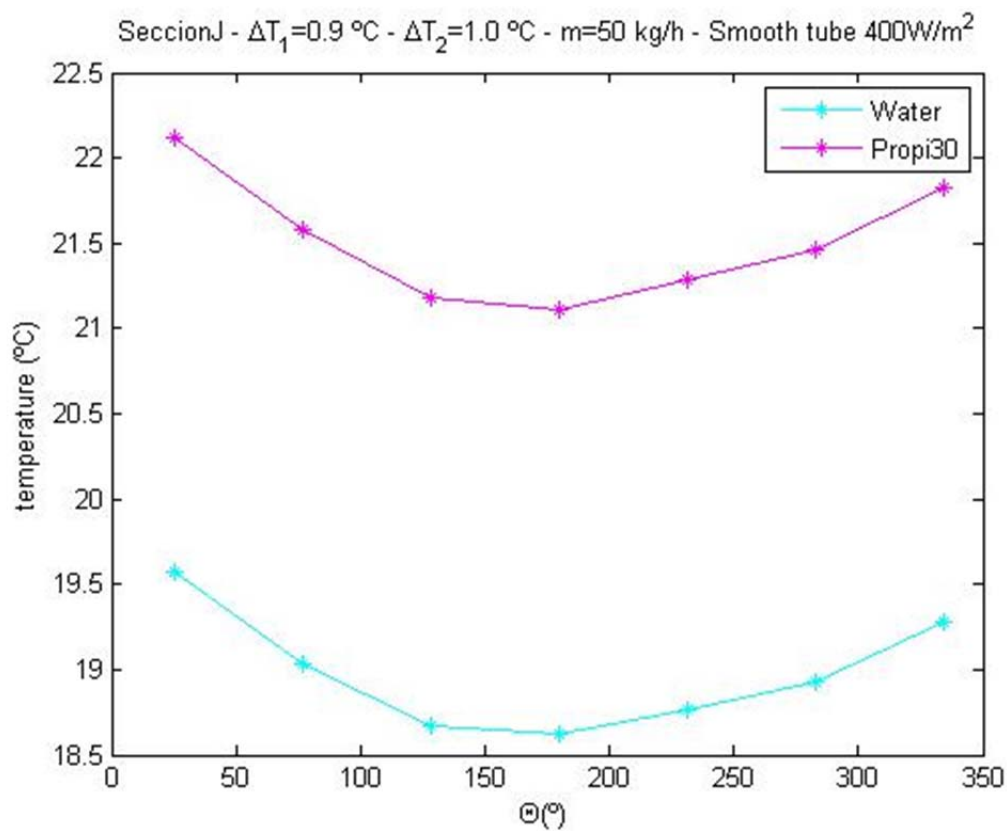


Figura 131: Ensayos con potencia de la manta de 400 W/m^2 y tubo liso para un caudal de 50 kg/h

C.1.2.2 800W/m²

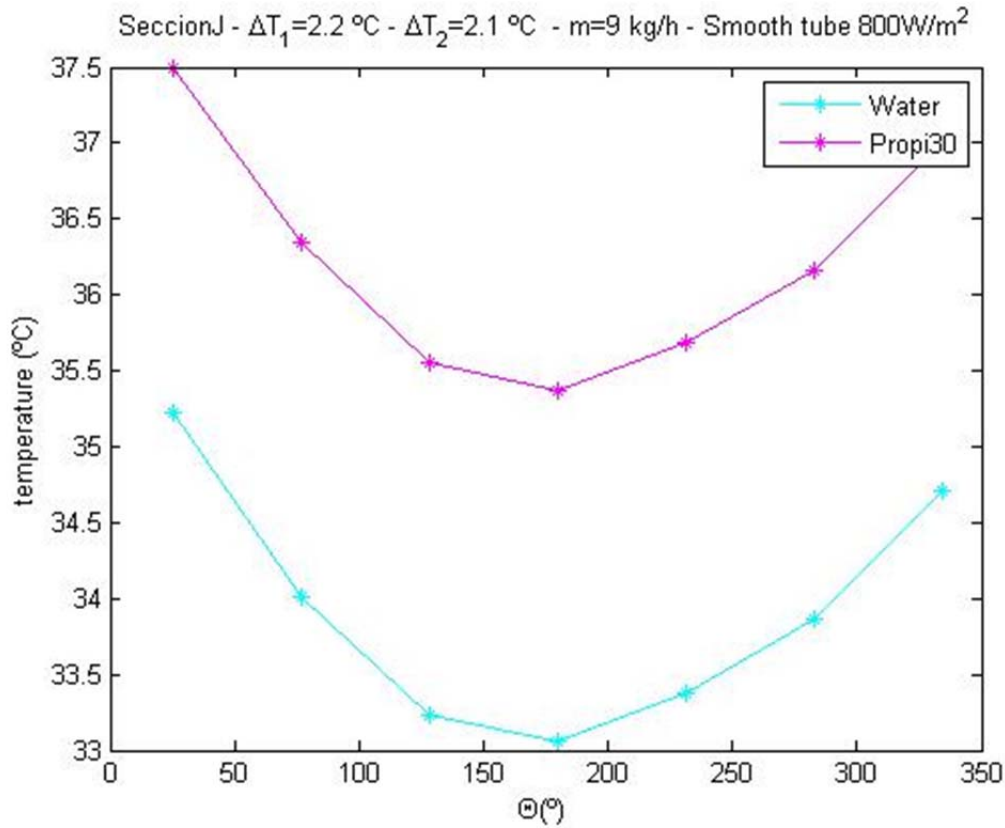


Figura 132: Ensayos con potencia de la manta de 800W/m² y tubo liso para un caudal de 9kg

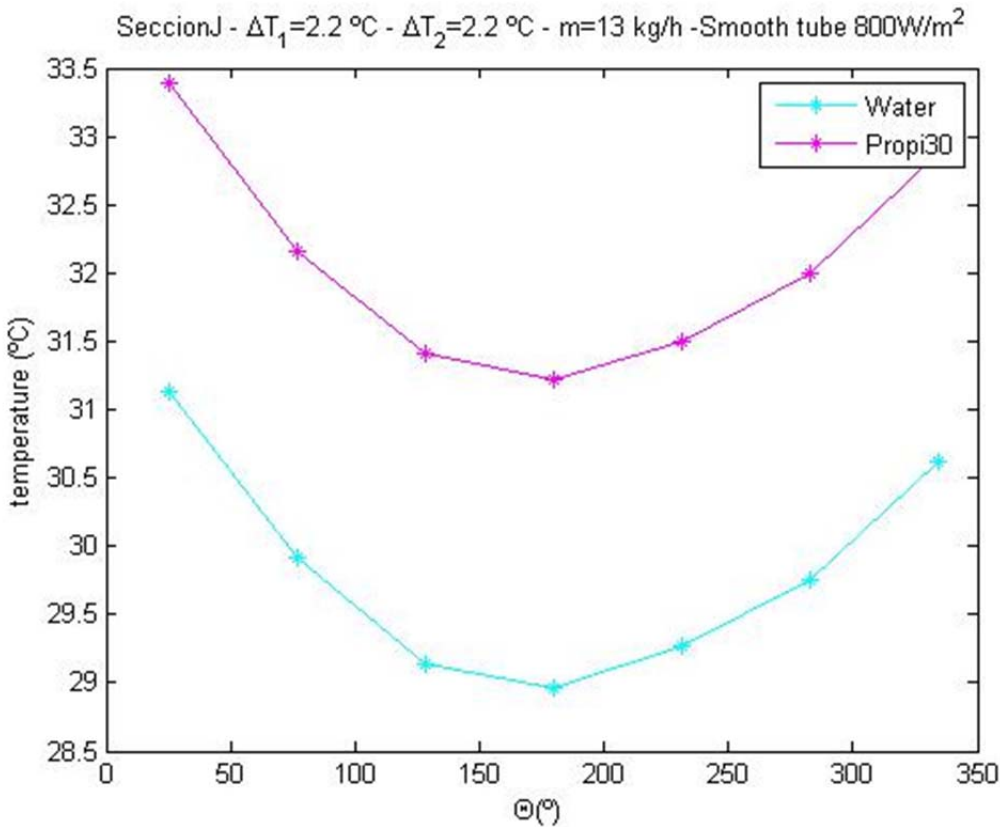


Figura 133: Ensayos con potencia de la manta de 800W/m2 y tubo liso para un caudal de 13kg/h

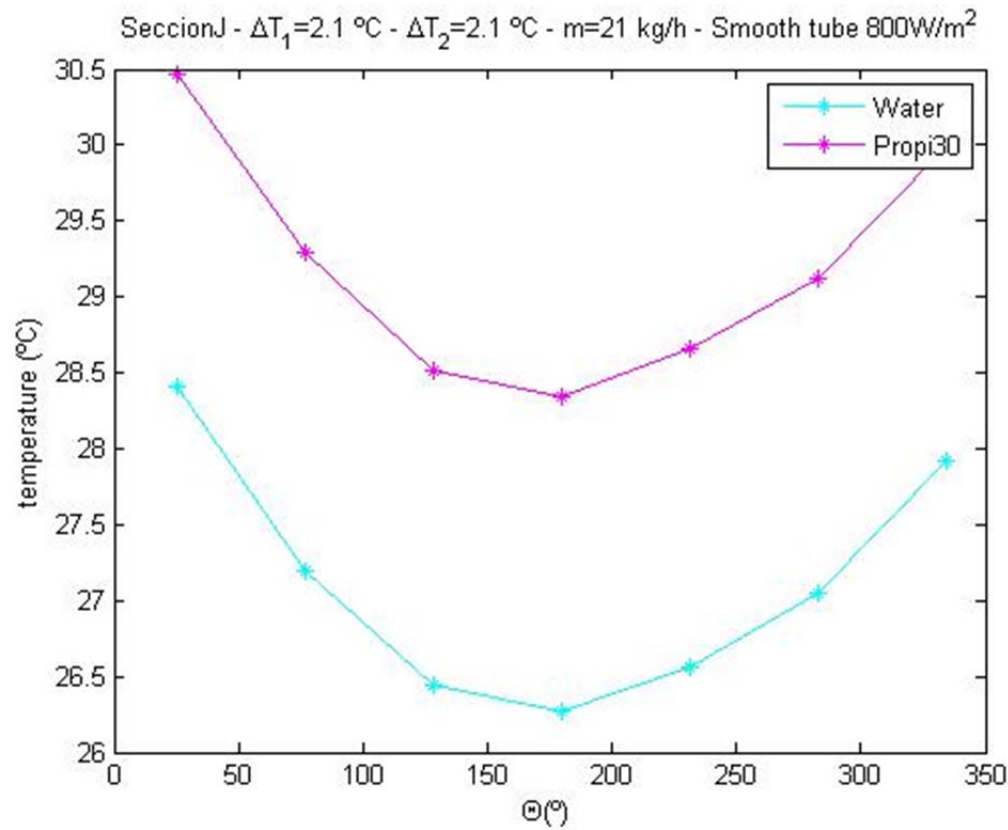


Figura 134: Ensayos con potencia de la manta de 800W/m2 y tubo liso para un caudal de 21kg/h

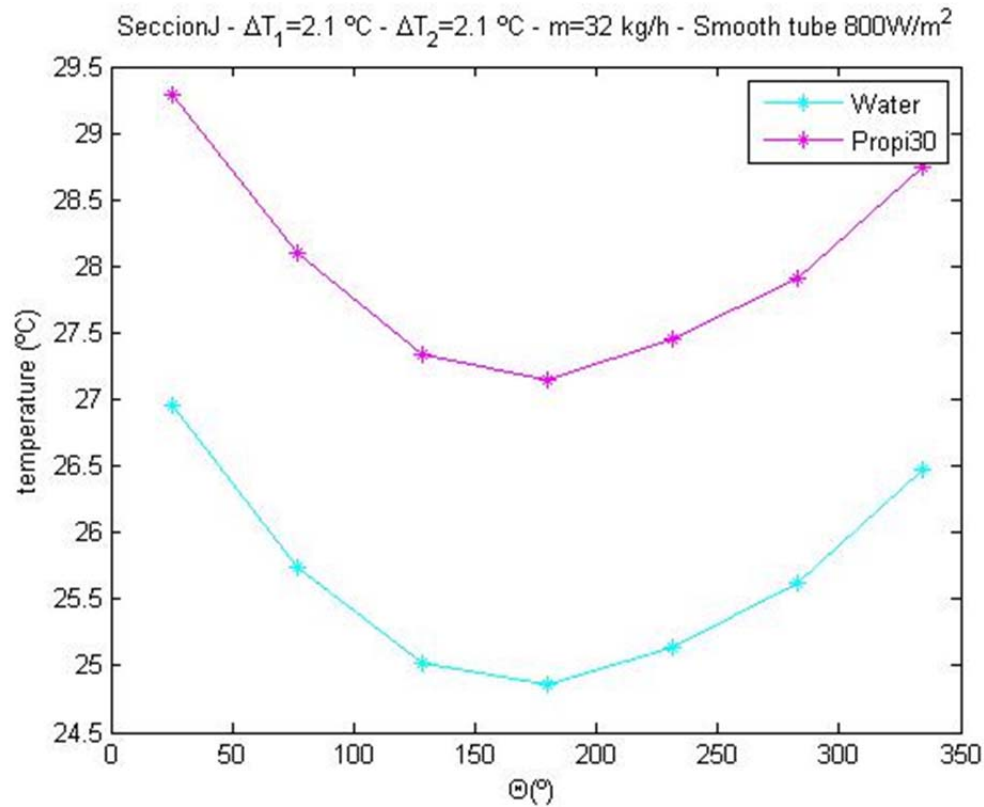


Figura 135: Ensayos con potencia de la manta de 800W/m2 y tubo liso para un caudal de 32kg/h

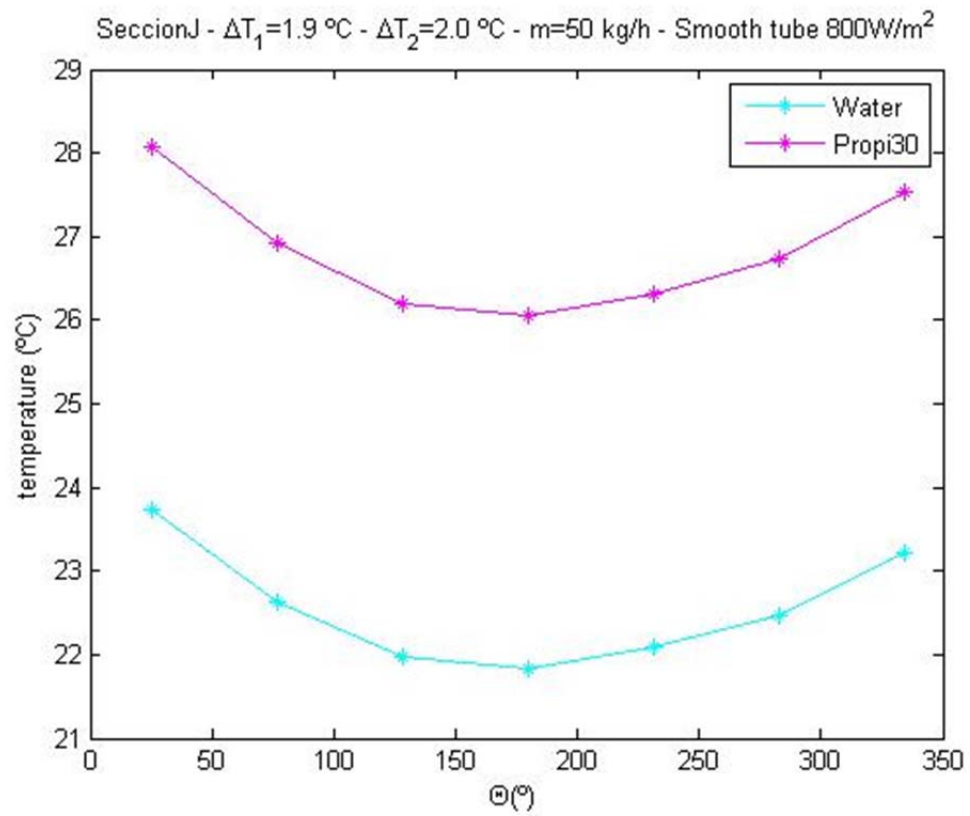


Figura 136: Ensayos con potencia de la manta de 800W/m^2 y tubo liso para un caudal de 50kg/h

C.2 Estudio de la sección plenamente desarrollada con muelles insertados

C.2.1 Estudio de la manta

C.2.1.1 Agua

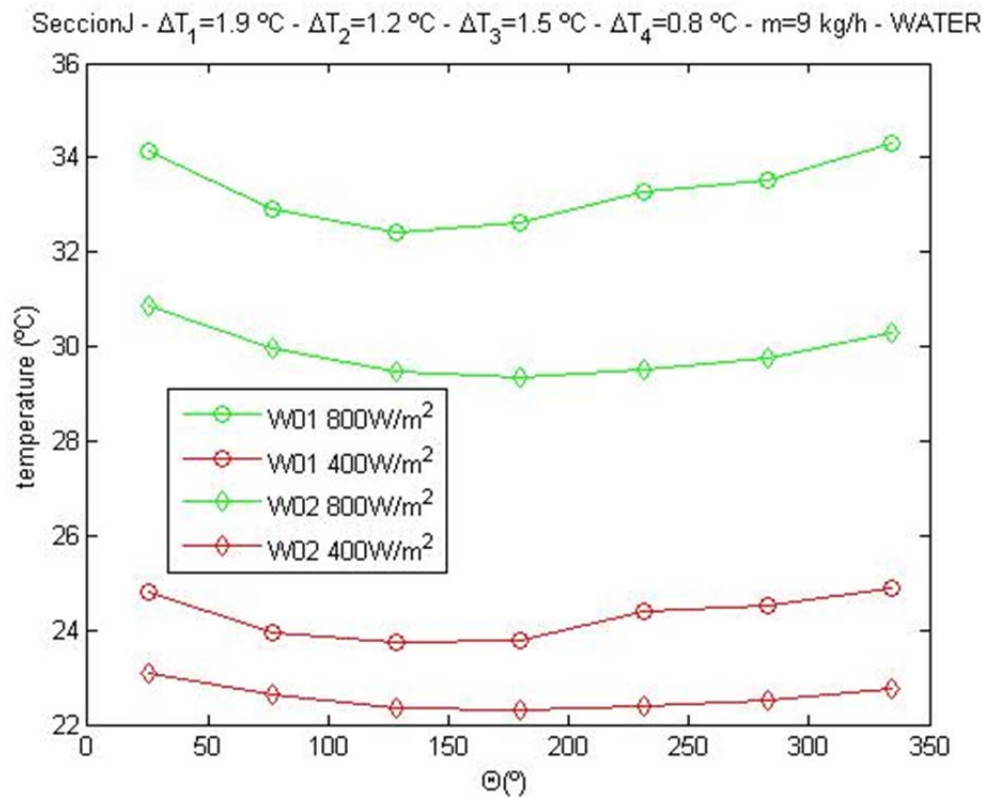


Figura 137: Ensayos con agua y muelles insertados en los tubos a un caudal de 9kg/h

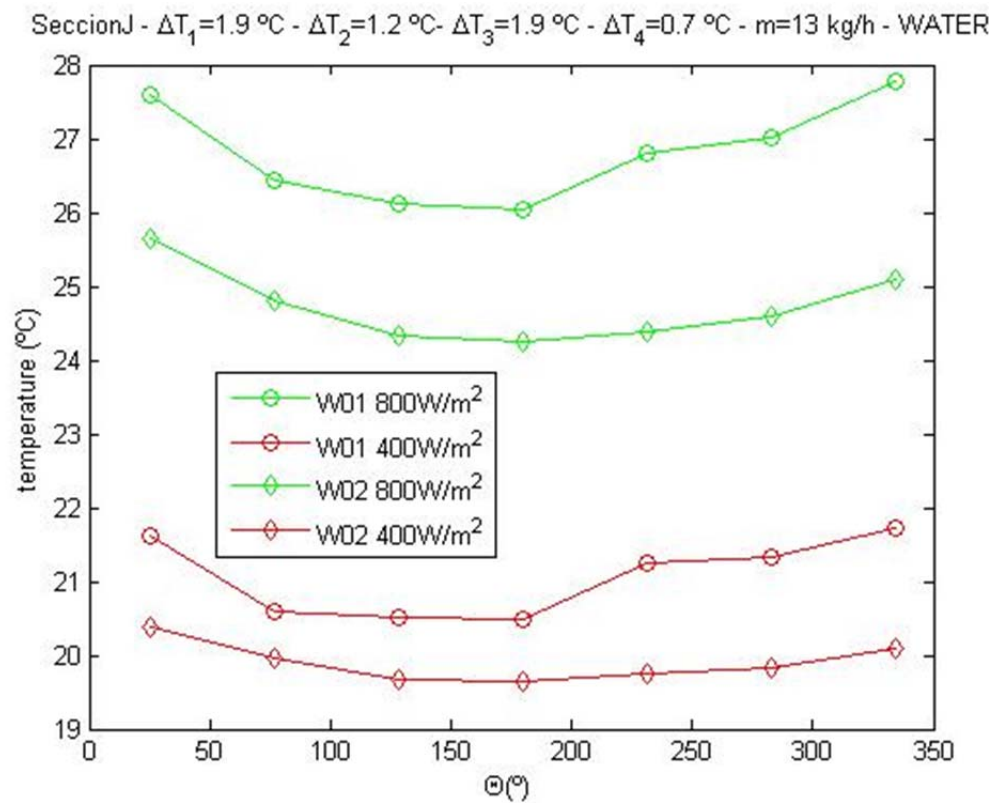


Figura 138: Ensayos con agua y muelles insertados en los tubos a un caudal de 13kg/h

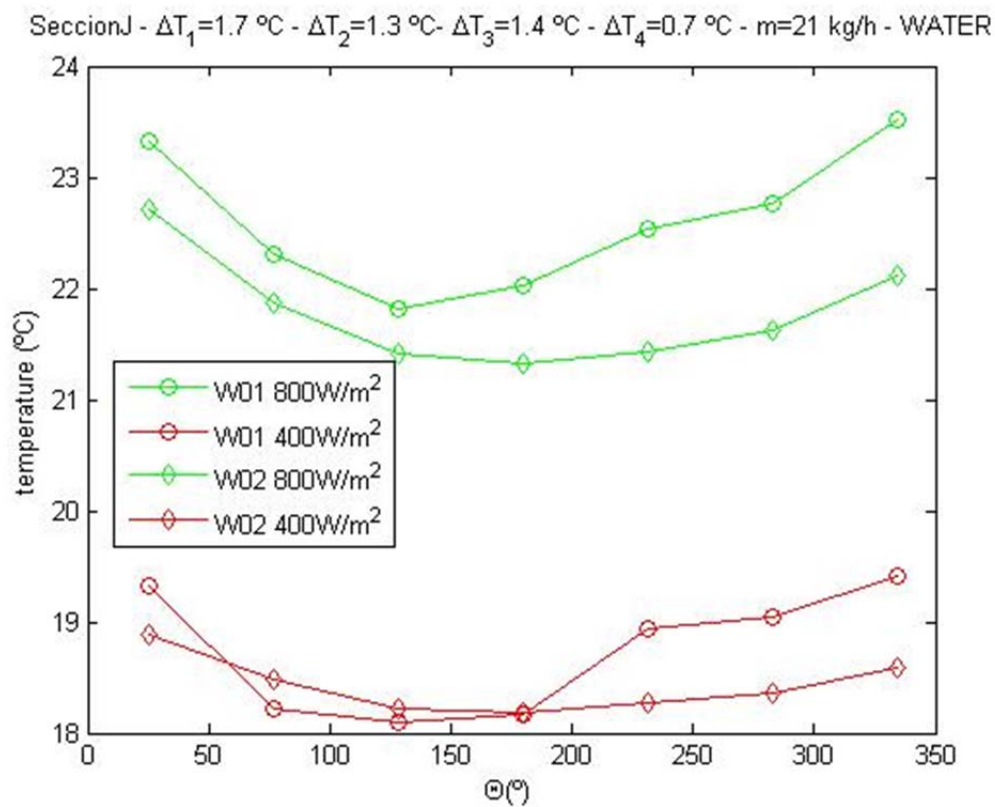


Figura 139: Ensayos con agua y muelles insertados en los tubos a un caudal de 21kg/h

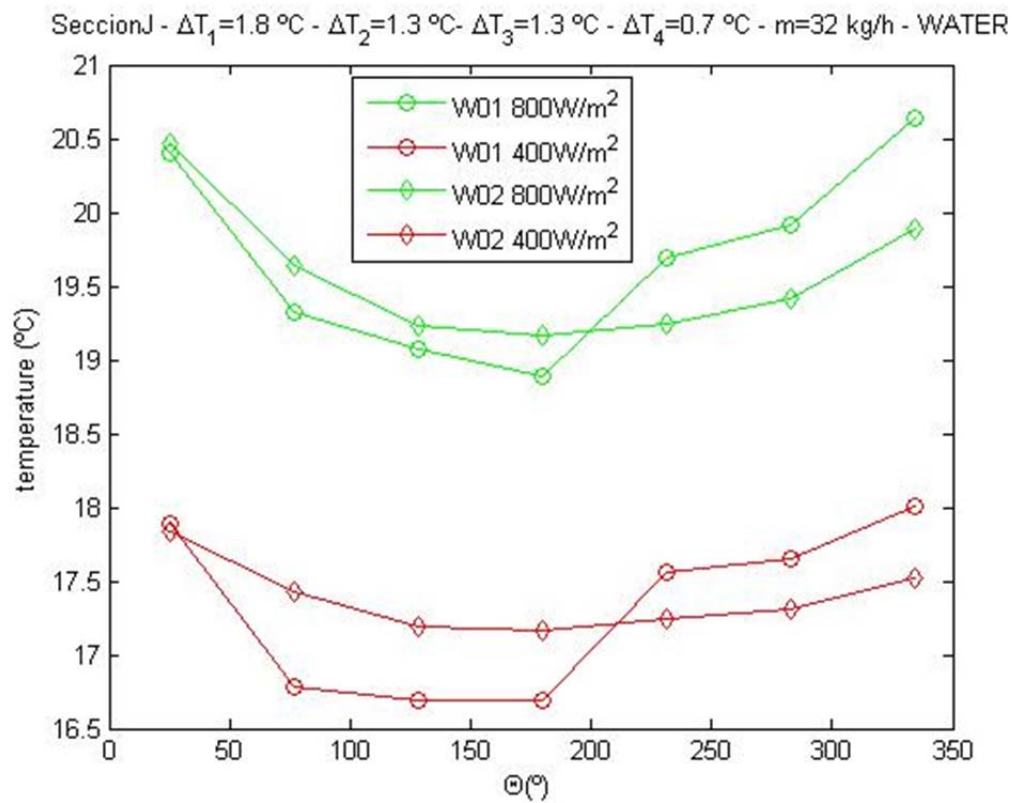


Figura 140: Ensayos con agua y muelles insertados en los tubos a un caudal de 32kg/h

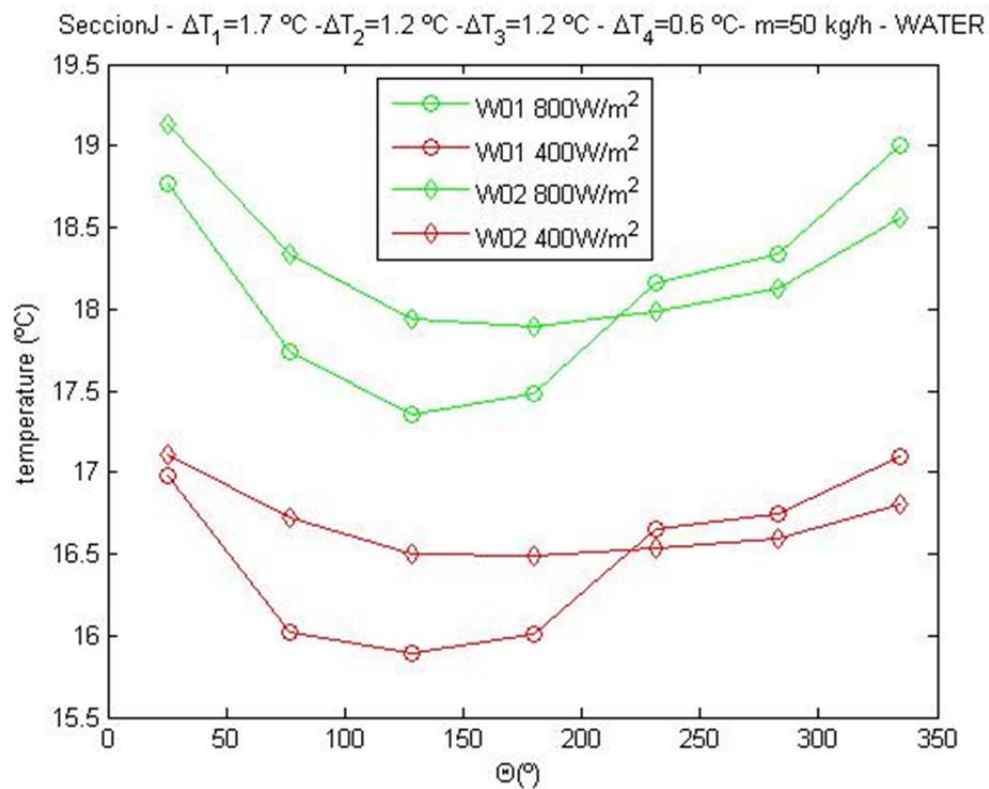


Figura 141: Ensayos con agua y muelles insertados en los tubos a un caudal de 50kg/h

C.2.1.2 Propilenglicol al 30%

SeccionJ - $\Delta T_1=1.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $\Delta T_2=0.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $\Delta T_3=1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $\Delta T_4=0.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $m=9\text{ kg/h}$ - PROPI30

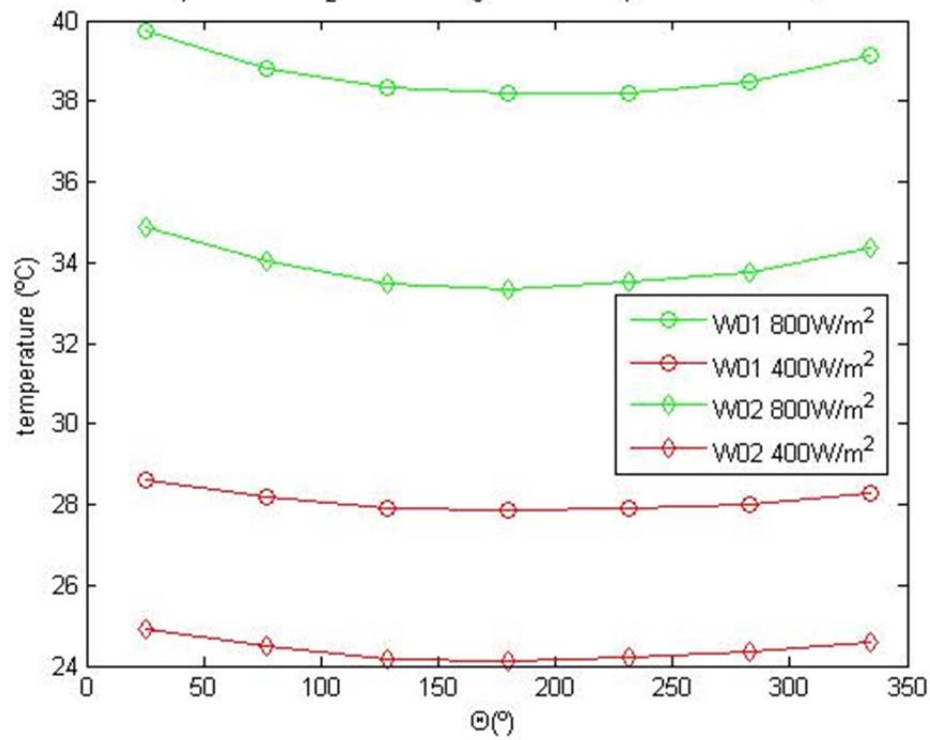


Figura 142: Ensayos con propilenglicol30% y muelles insertados en los tubos a un caudal de 9kg/h

SeccionJ - $\Delta T_1=1.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $\Delta T_2=0.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $\Delta T_3=1.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $\Delta T_4=0.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $m=13\text{ kg/h}$ - PROPI30

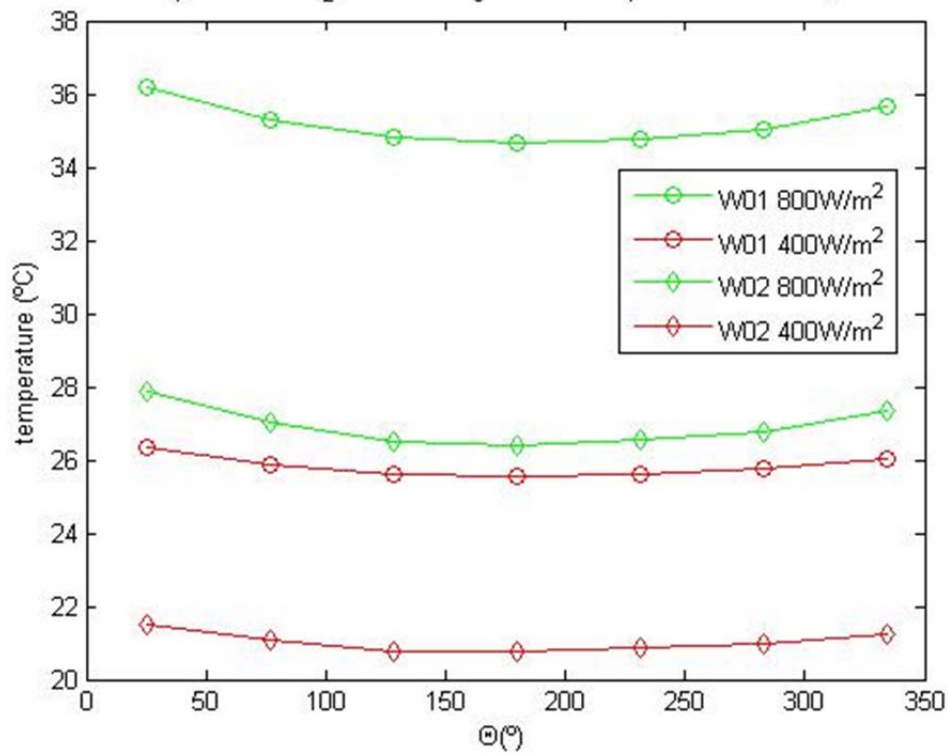


Figura 143: Ensayos con propilenglicol30% y muelles insertados en los tubos a un caudal de 13kg/h

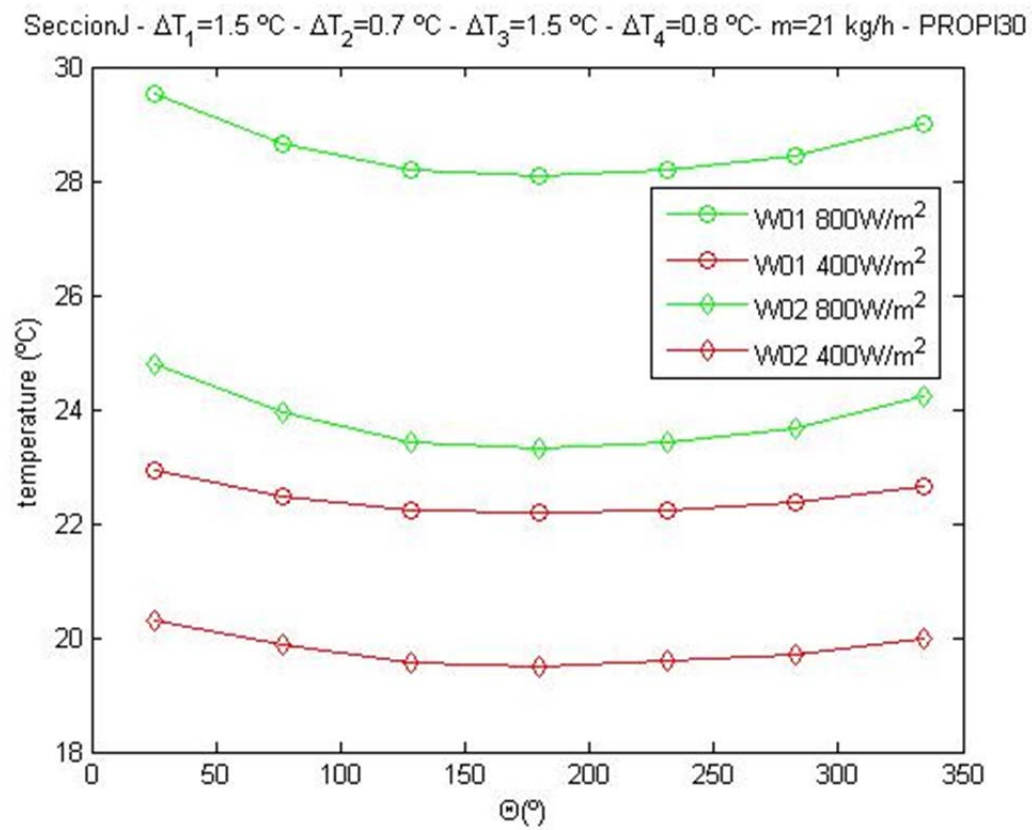


Figura 144: Ensayos con propilenglicol30% y muelles insertados en los tubos a un caudal de 21kg/h

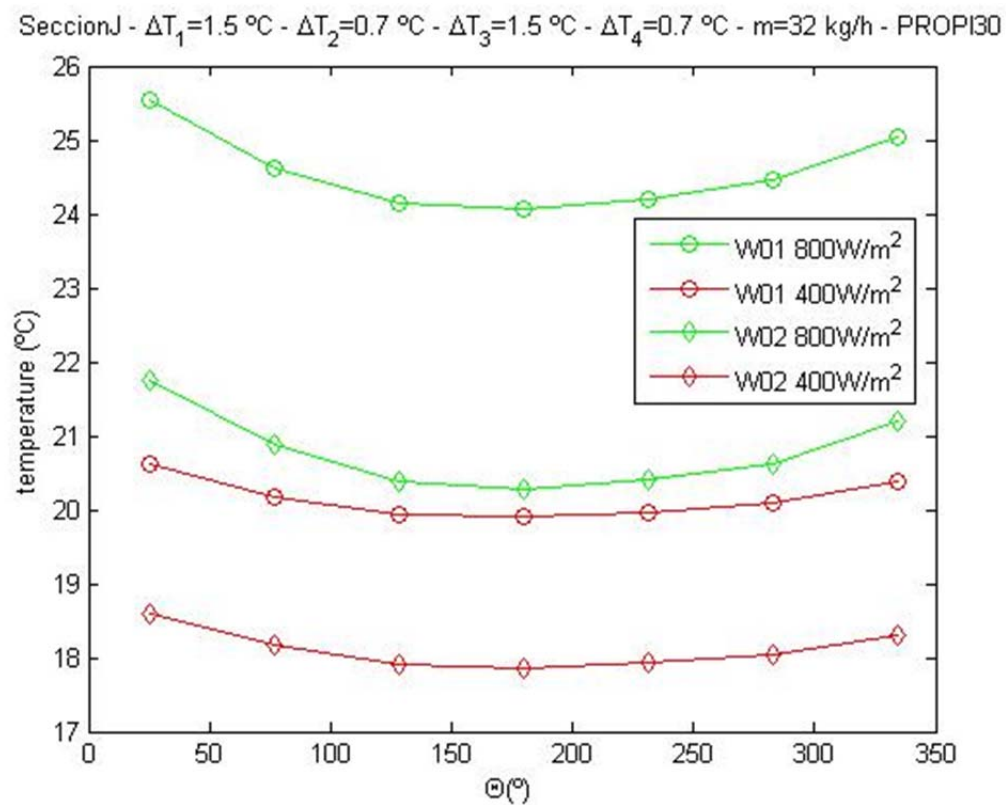


Figura 145: Ensayos con propilenglicol30% y muelles insertados en los tubos a un caudal de 32kg/h

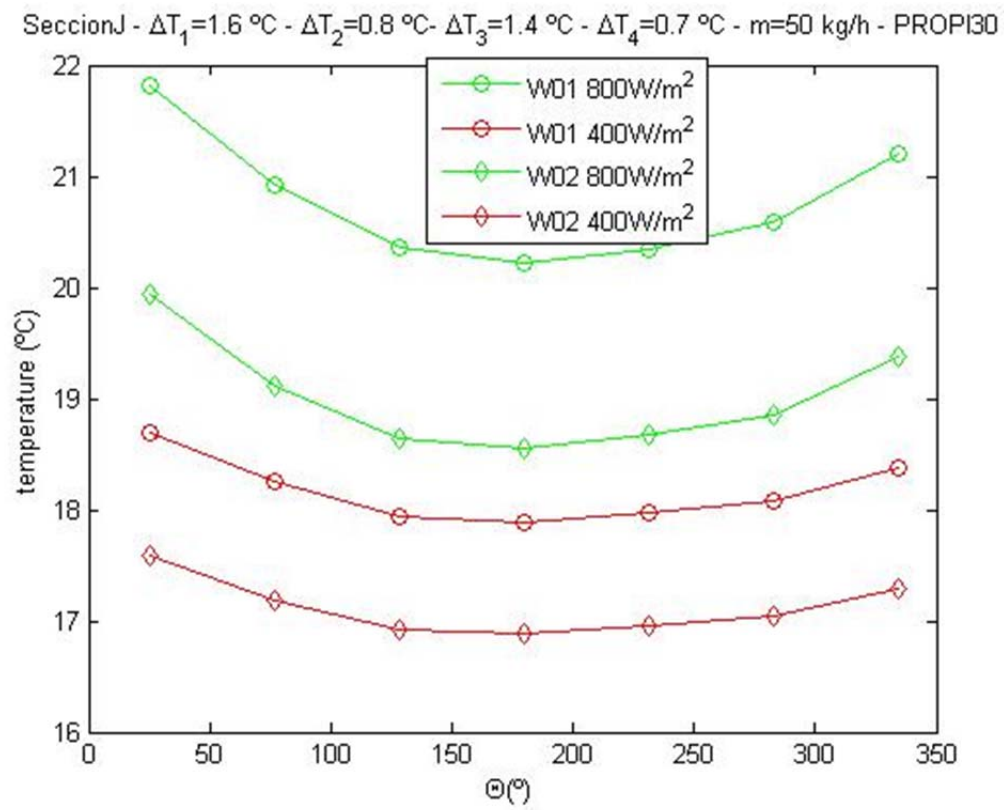


Figura 146: Ensayos con propilenglicol30% y muelles insertados en los tubos a un caudal de 50kg/h

C.2.2 Estudio del fluido

C.2.2.1 400W/m²

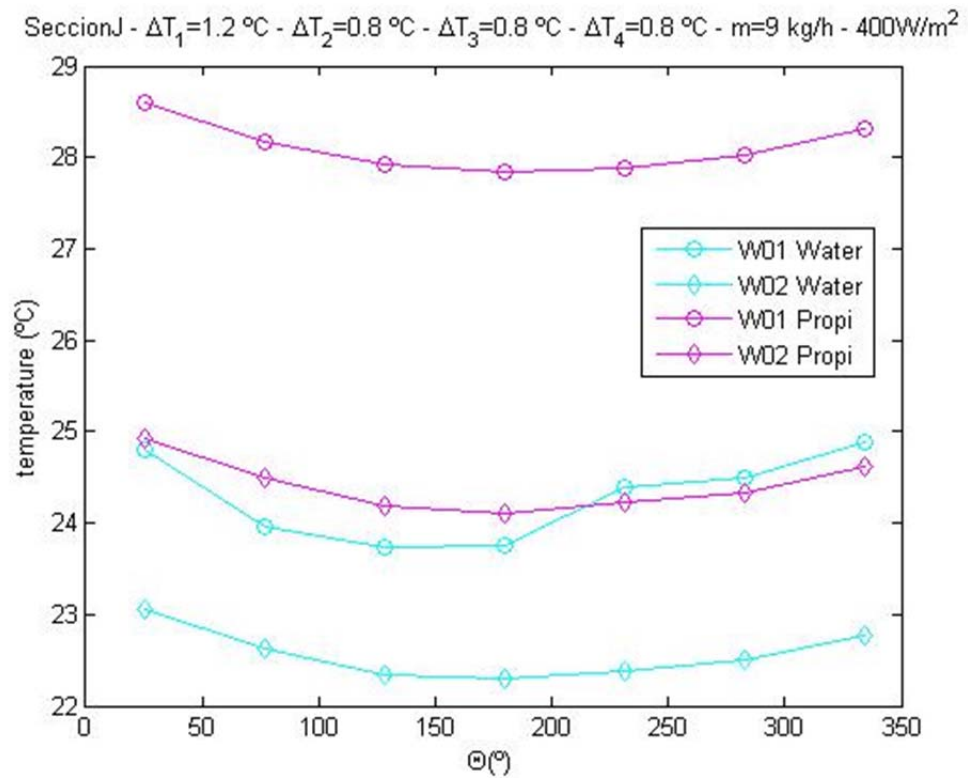


Figura 147: Ensayos realizados con potencia de la manta de 400W/m^2 y muelles insertados en los tubos con un caudal de 9kg/h

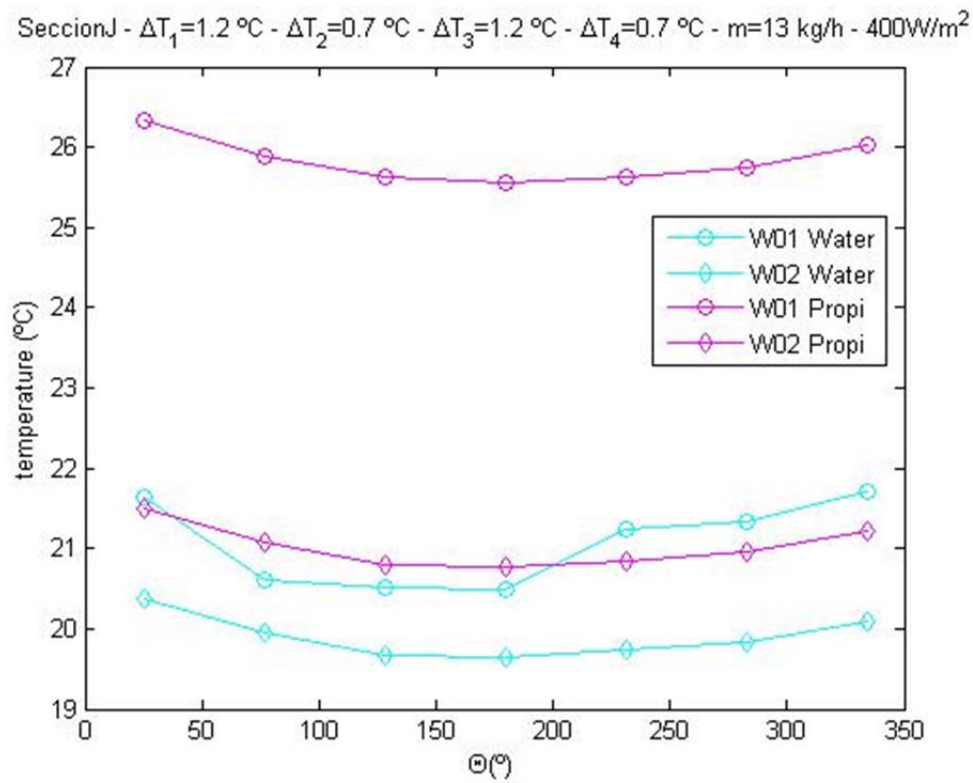


Figura 148: Ensayos realizados con potencia de la manta de 400 W/m^2 y muelles insertados en los tubos con un caudal de 13 kg/h

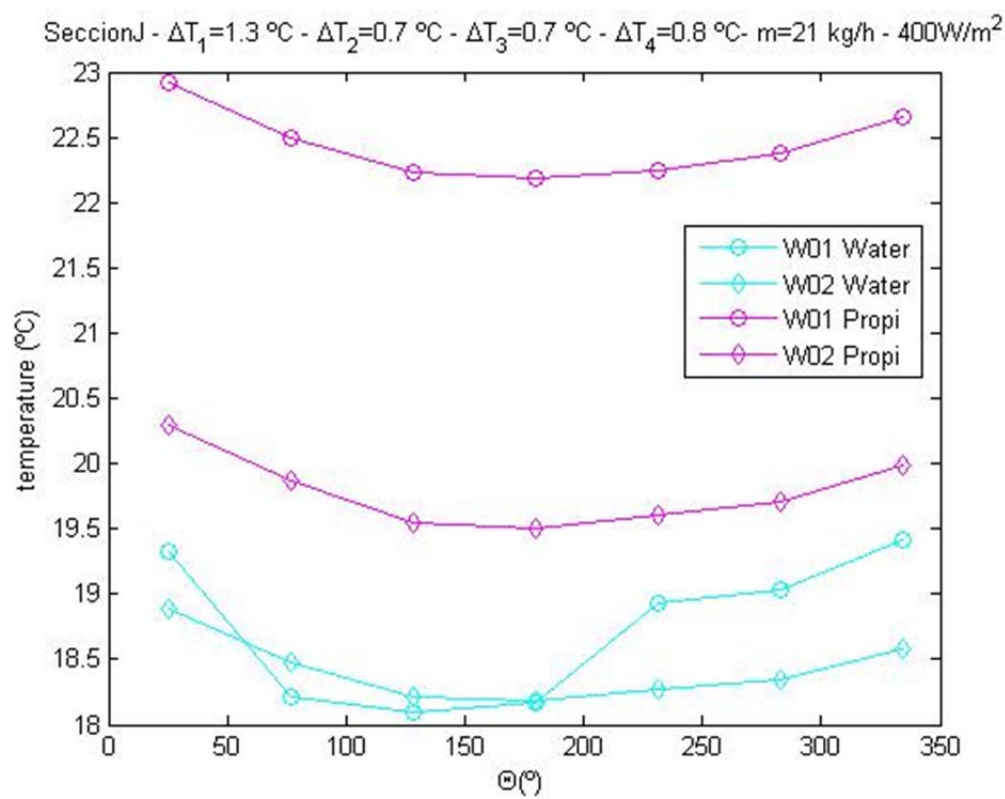


Figura 149: Ensayos realizados con potencia de la manta de 400 W/m^2 y muelles insertados en los tubos con un caudal de 21 kg/h

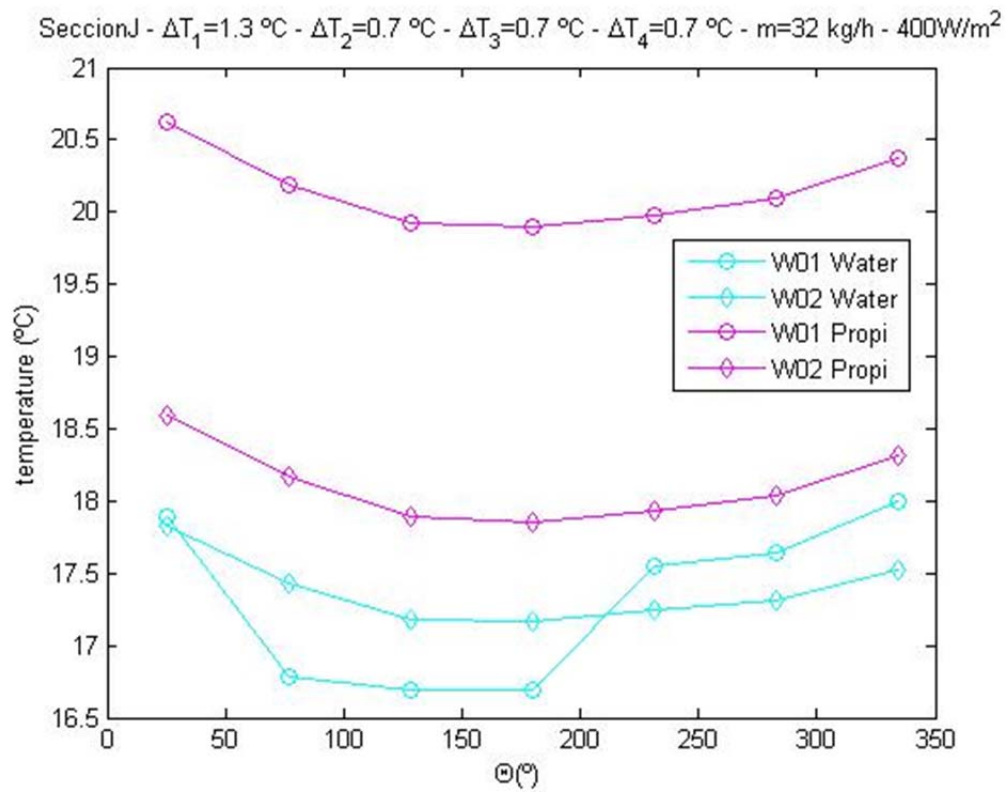


Figura 150: Ensayos realizados con potencia de la manta de 400W/m^2 y muelles insertados en los tubos con un caudal de 32kg/h

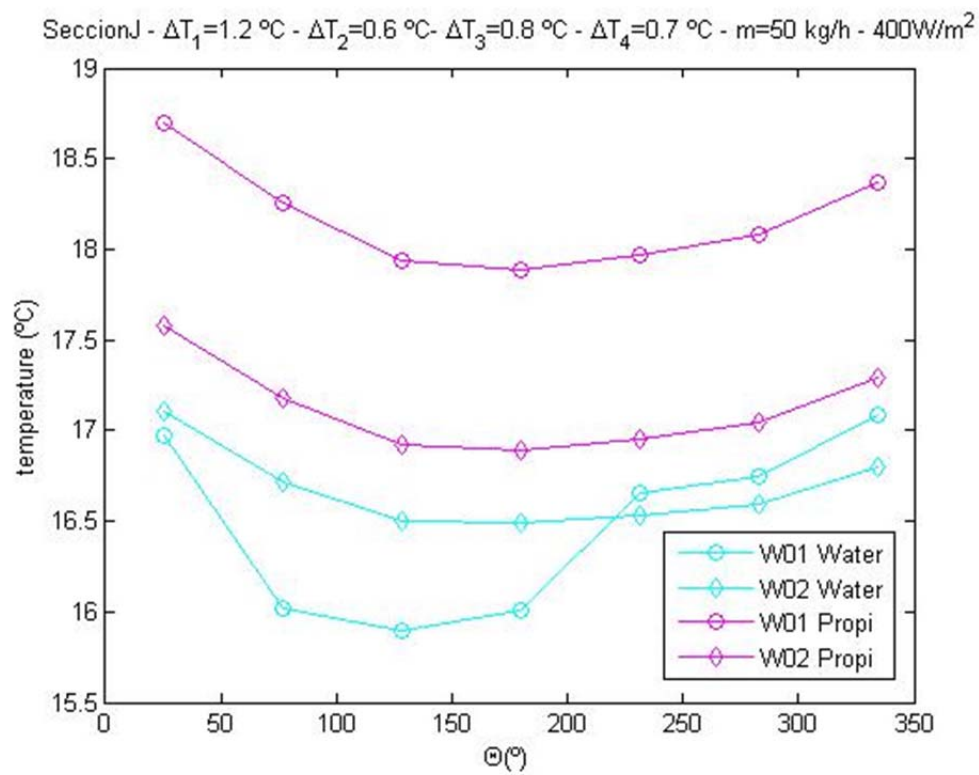


Figura 151: Ensayos realizados con potencia de la manta de 400W/m^2 y con muelles insertados en los tubos con un caudal de 50kg/h

C.2.2.2 800W/m²

SeccionJ - $\Delta T_1=1.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $\Delta T_2=1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $\Delta T_3=1.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $\Delta T_4=1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $m=9\text{ kg/h}$ - 800W/m^2

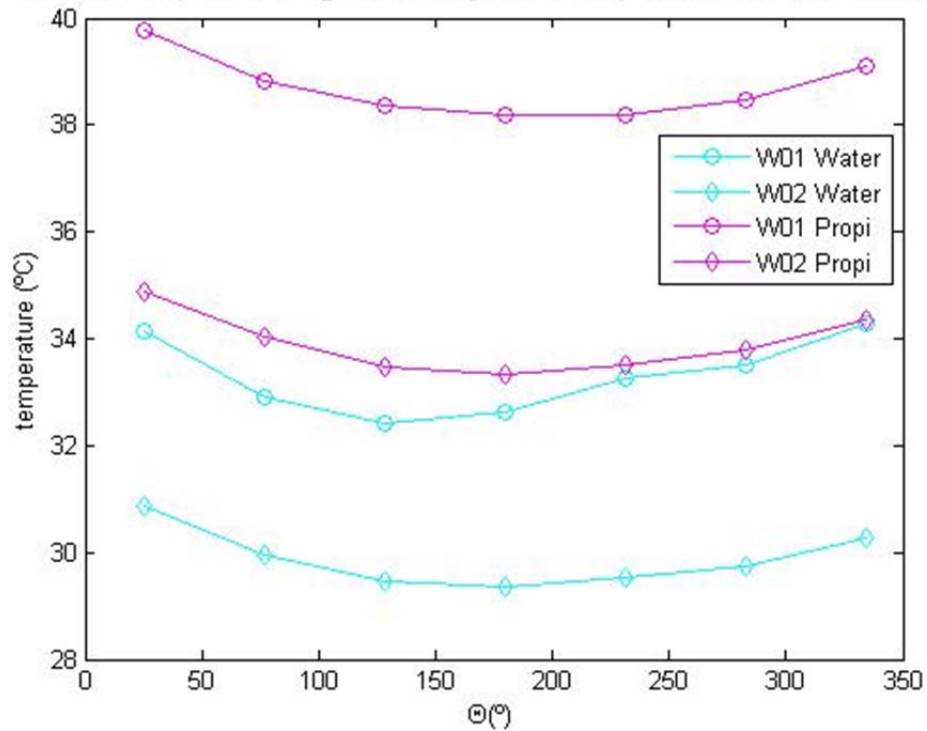


Figura 152: Ensayos realizados con potencia de la manta de 800W/m² y con muelles insertados en los tubos con un caudal de 9kg/h

SeccionJ - $\Delta T_1=1.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $\Delta T_2=1.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $\Delta T_3=1.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $\Delta T_4=1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $m=13\text{ kg/h}$ - 800W/m^2

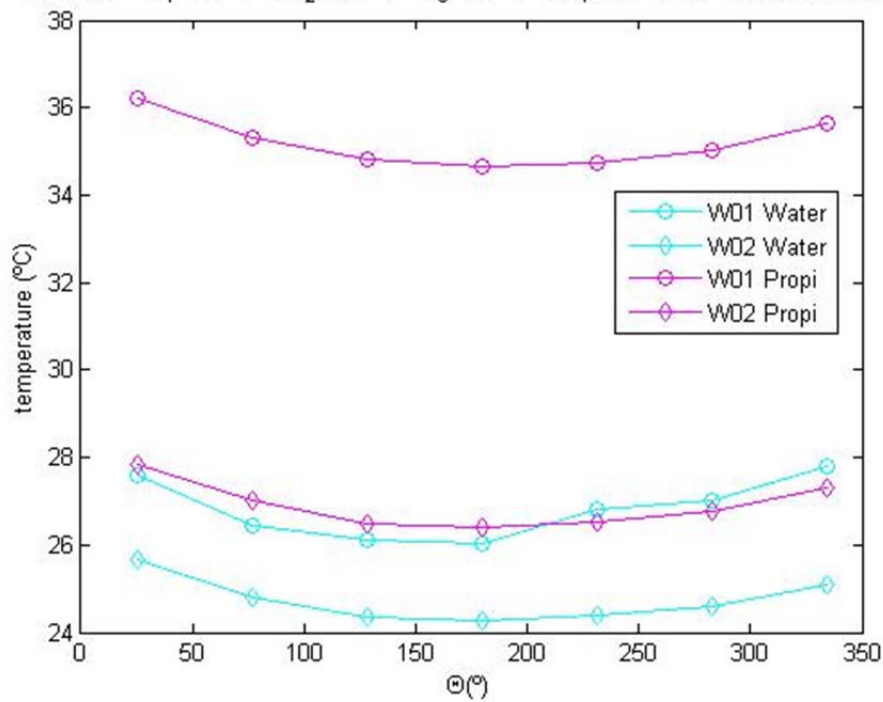


Figura 153: Ensayos realizados con potencia de la manta de 800W/m² y con muelles insertados en los tubos con un caudal de 13kg/h

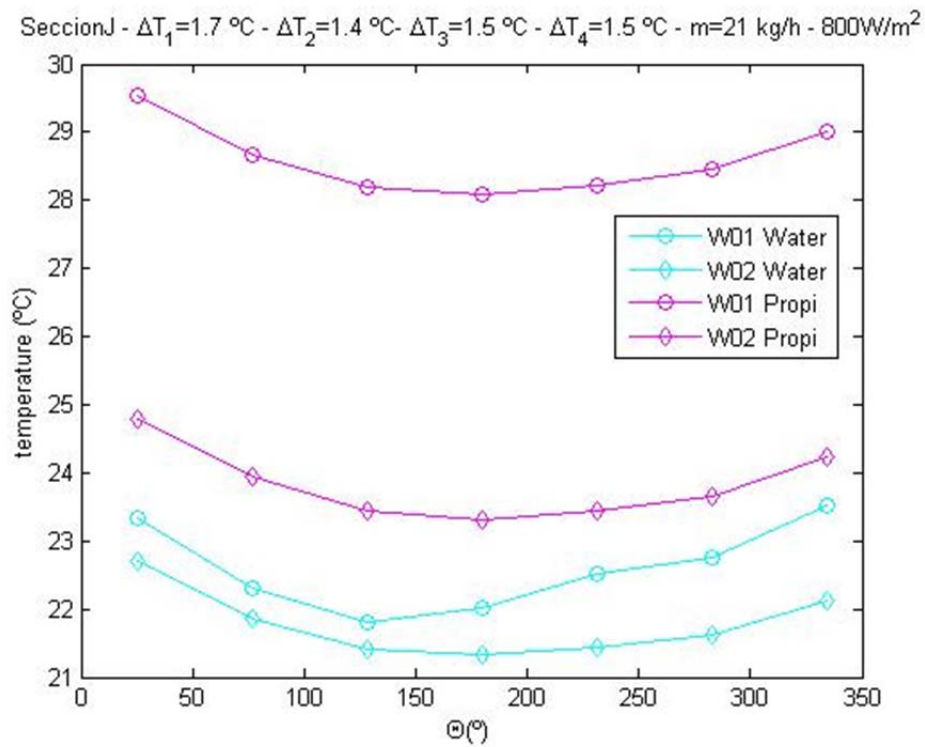


Figura 154: Ensayos realizados con potencia de la manta de 800W/m^2 y con muelles insertados en los tubos con un caudal de 21kg/h

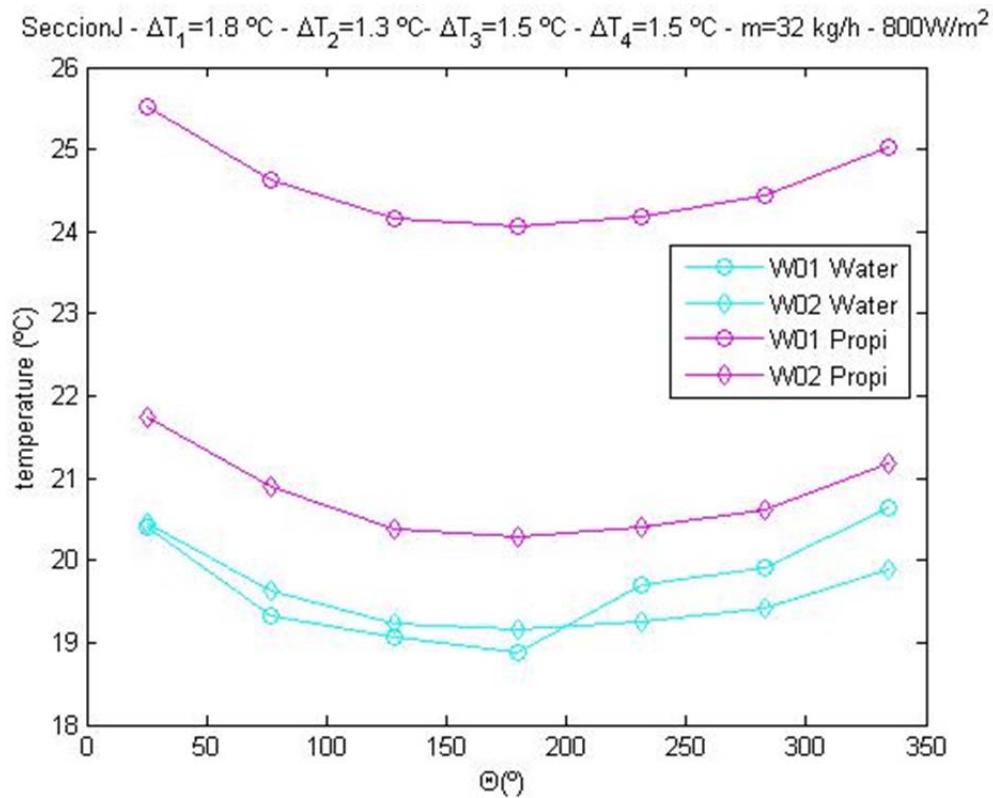


Figura 155: Ensayos realizados con potencia de la manta de 800W/m^2 y con muelles insertados en los tubos con un caudal de 32kg/h

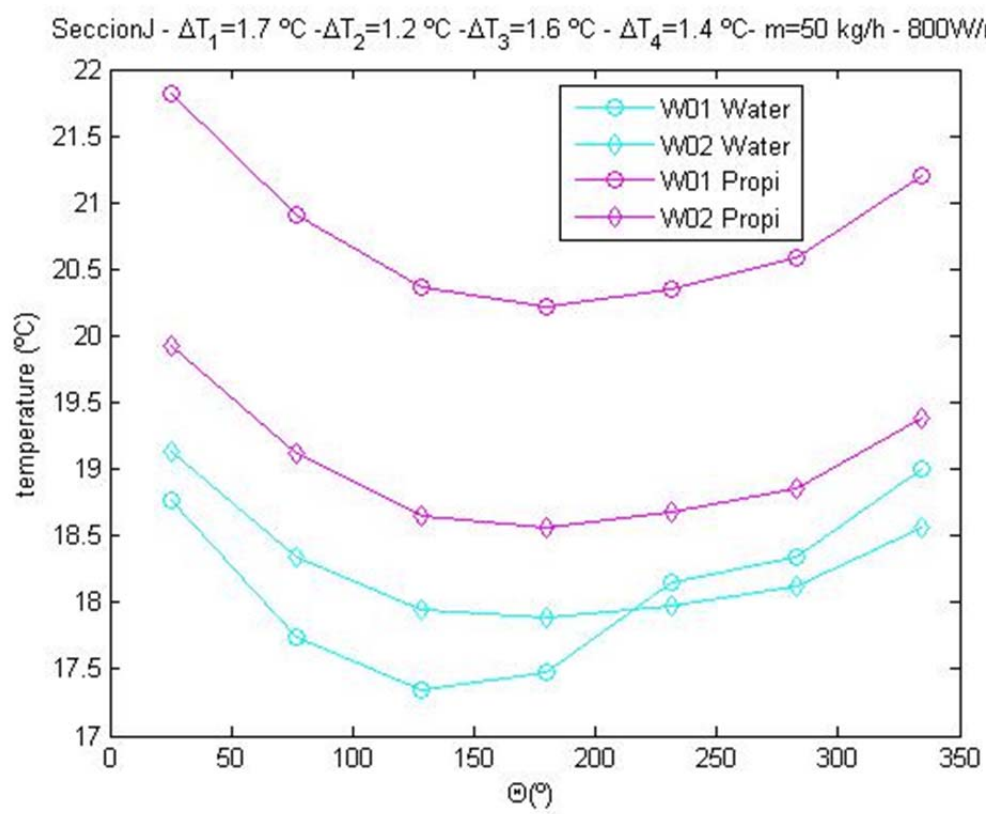


Figura 156: Ensayos realizados con potencia de la manta de 800 W/m^2 y con muelles insertados en los tubos con un caudal de 50 kg/h

Bibliografía

- Arman, B. y Rabas, T.J. (1992). «Disruption Shape Effect on the Performance of Enhanced Tubes with the Separation and Reattachment Mechanism». *ASME Symposium*, pp. 67–75.
- Bejan, A. (1995). *Entropy Generation Minimization*. CTC Press, Boca Raton.
- Bergles, A.E. (1997). «Heat transfer enhancement. The encouragement and accommodation of high heat fluxes». *Journal of Heat Transfer*, **119**, pp. 8–19.
- Bergles, A.E (2002). «ExHFT for fourth generation heat transfer technology». *Experimental Thermal and Fluid Science*, **26**, pp. 335–344.
- Bories, M. y Patureaux, T. (2005). «Preheat Train Crude Distillation Fouling Propensity Evaluation by the Ebert and Panchal Model,” en: Proceedings of the 2003 ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning: Fundamentals and Applications». *Berkeley Electronic Press*.
- Chandrasekar, M., Suresh, S. y Bose, A. Chandra (2010). «Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of Al_2O_3 /water nanofluid in a circular pipe under laminar flow with wire coil inserts». *Experimental Thermal and Fluid Science*, **34**, pp. 122–130.
- Dewan, A., Mahanta, P., Raju, K. Sumithra y Kumar, P. Suresh (2004). «Review of Passive Heat Transfer Augmentation Techniques». *Proceedings INSTN Mechanical Engrs*, **218**.
- D.Muñoz-Esparza y Sanmiguel-Rojas, E. (2011). «Numerical simulations of the laminar flow in pipes with wire coil insert». *Computers Fluids*, **44**, pp. 169–177.
- García, A. (2006). *Mejora de la transmisión de calor en tubos circulares lisos mediante muelles insertados*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Cartagena.
- Gunes, S., Ozceyhan, V. y Buyukalaca, O. (2010). «The experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a tube with coiled wire insert placed separately from the tube wall». *Applied Thermal Engineering*, **30**, pp. 1719–1725.
- Hobbi, A. y Siddiqui, K. (2009). «Experimental study on the effect of heat transfer enhancement devices in flat-plate solar collectors». *Heat and Mass Transfer*, **52**, pp. 4650–4658.
- Inaba, H., Ozaki, K. y Kanakoa, S. (1994). «A Fundamental Study of Heat Transfer Enhancement and Flow-drag Reduction in Tubes by Means of Wire Coil Insert». *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, **60**, pp. 240–247.

- Jaisankar, S., Radhakrishnan, T.K. y Sheeba, K.N. (2009). «Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of forced». *Solar Energy*, **11**, pp. 1943–1952.
- Klaczak, A. (1994). «Heat Transfer in Tubes With Spiral and Helical Turbulators». *Journal of Heat Transfer*, **95**, pp. 557–559.
- Kumar, P. y Judd, R.L. (1970). «Heat Transfer With Coiled Wire Turbulence Promoters». *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, **48**, pp. 378–383.
- Lankinen, R. y Sarkomaa, P. (1999). «Heat Transfer and Fluid Flow of a Glycol-based Heat Transfer Liquid in a Smooth Tube and in a Tube with Wire Coil Insert». *International Energy and Environment Symposium*, pp. 487–491.
- Nars, M.R. Jafari, Khalaj, A. Habibi y Mozaffari, S.H. (2009). «Modeling of heat transfer enhancement by wire coil inserts using artificial neural network analysis». *Applied Thermal Engineering*, **30**, pp. 143–151.
- Oliver, D.R. y Shoji, Y. (1992). «Heat Transfer Enhancement in Round Tubes Using Three Different Tube Inserts: non-Newtonian Liquids». *Trans IChemE*, **70**, pp. 558–564.
- Rabas, T.J. (1994). «Prediction Methods for Single Phase Turbulent Flow Inside Tubes with Wire-Coil Inserts». *Optimal Design of Thermal Systems and Components*, pp. 19–97.
- Ravigururajan, T.S. y Bergles, A.E. (1996). «Development and Verification of General Correlations for Pressure Drop and Heat Transfer in Single-Phase Turbulent Flow in Enhanced Tubes». *Experimental Thermal and Fluid Science*, **13**, pp. 55–70.
- Saeedinia, M., Akhavan-Behabadi, M.A. y Nasr, M. (2012). «Experimental study on heat transfer and pressure drop of nanofluid flow in a horizontal coiled wire inserted tube under constant heat flux». *Experimental Thermal and Fluid Science*, **36**, pp. 158–168.
- Sethumadhavan, R. y Rao, M. Raja (1983). «Turbulent Flow Heat Transfer and Fluid Friction in Helical-Wire-Coil-Inserted Tubes». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **26**, pp. 1833–1845.
- Shoji, Y., Sato, K. y Oliver, D.R. (2003). «Heat Transfer Enhancement in Round Tube Using Wire Coil: Influence of Length and Segmentation». *Heat Transfer-Asian Research*, **32**, pp. 99–107.
- Silva, A., Kay, S.T., Liddle, A.R. y Thomas, P.A. (2001). «The Impact of Cooling and Preheating on the Sunyaev-Zeldovich Effect». *The Astrophysical Journal*, **561**, pp. 15–18.

- Survey, Market (2003). *The European Market for Heat Exchangers*. Frost and Sullivan.
- Taylor, R.P., Coleman, H.W. y Hodge, B.K. (1989). «Prediction of Heat Transfer in Turbulent Flow over Rough Surfaces». *Journal of Heat Transfer*, **111**, pp. 568–572.
- Uttarwar, S.B. y Rao, M. Raja (1985). «Augmentation of Laminar Flow Heat Transfer in Tubes by Means of Wire Coil Inserts». *Transactions of the ASME*, **107**, pp. 930–935.
- Wang, L. y Sundén, B. (2002). «Performance Comparison of Some Tube Inserts». *Communications of Heat and Mass Transfer*, **29**, pp. 45–56.
- Webb, R. L. y Kim, N. (2005). *Principles of Enhanced Heat Transfer*. Taylor and Francis, 2ª edición.
- Zhang, Y.F., li, F.Y. y Liang, Z.M. (1991). «Heat Transfer in Spiral-Coil-Inserted Tubes and its Application». *ASME HTD 169*, pp. 31–36.